

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Řaditelná převodovka invalidního vozíku

Wheelchair Gearbox with Shifting

Student:

Bc. Martin Dostál

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.

Ostrava 2018

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Dostál**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Řaditelná převodovka invalidního vozíku
Wheelchair Gearbox with Shifting
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce navrhnete řaditelnou převodovku invalidního vozíku:

1. Celkový převod 1. stupně 19,0.
2. Celkový převod 2. stupně 38,5.
3. Vstupní otáčky 3000 min⁻¹.
4. Výstupní krouticí moment 1. stupně 15 Nm.
5. Zástavbové rozměry podle invalidního vozíku.

Konstrukční dokumentace bude obsahovat sestavný výkres a výrobní výkresy určených dílů.

Seznam doporučené odborné literatury:

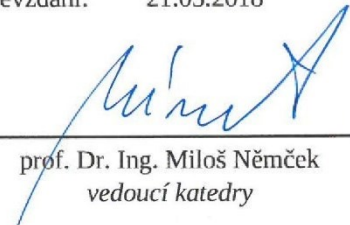
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 1*. Praha : SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. *Části strojů 2*. Praha : SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8.
DEJL, Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava : Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3
DRASTÍK, F. *Strojnické tabulky*. Ostrava : Montanex, 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X
KŘÍŽ, R. *Strojnické tabulky II. Pohony*. Ostrava : Montanex, 1997, 213 s. ISBN 80-85780-51-8
MORAVEC, V.; HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2005, 72 s. ISBN 80-248-0878-1
NĚMČEK, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*.
druhé vydání Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8
Katalogy ložisek
Firemní literatura

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Havlík, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě17.5. 2018.....

..........
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 17.5.2018


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Martin Dostál

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Louky 338/5, 747 27, Kobeřice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

DOSTÁL, M. *Řaditelná převodovka invalidního vozíku*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 61s. Vedoucí práce: Havlík, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem řaditelné převodovky pro elektrický invalidní vozík. Obsahem práce je návrh samotné převodovky, parametry byly dodány od výrobce vozíku. V první části je popsána historie vývoje invalidních vozíků a dnešní nejpoužívanější typy. Následuje kompletní návrh vlastního řešení a výpočet hlavních a kriticky namáhaných součástí. V závěru práce je shrnutí a porovnání výhod a nevýhod navržené převodovky. V příloze je uveden návrh geometrie a pevnostní kontrola ozubených soukolí, výkres sestavy a výstupního hřídele.

ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS

DOSTÁL, M. *Wheelchair Gearbox with Shifting*: Diploma Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 61p. Thesis head: Havlík, J.

The diploma thesis deals with the design of a controllable gearbox for an electric wheelchair. The content of the work is the design of itself gearbox, the parameters were supplied by the wheelchair manufacturer. The first part describes the history of the development of wheelchairs and today's most used types. Following is the complete design of own solution and calculation of the main and critically stressed components. At the end of the thesis is a summary and comparison of the advantages with disadvantages of the proposed gearbox. The annex includes a proposal for geometry and strength control of gearing, the drawing of the assembly and the output shaft.

Obsah

Seznam použitých značek	7
1. Úvod	11
2. Invalidní vozík	12
2.1 Historie	12
2.2 Rozdělení invalidních vozíků:	13
2.2.1 Mechanické vozíky	14
2.2.2 Elektrické vozíky	15
3. Převodovka	16
3.1 Základní rozdělení převodovek	16
4. Návrh převodovky	18
4.1 Popis vlastního řešení	19
4.2 Kuželové soukolí a jeho uložení	20
4.3 Předlohová hřídel a její uložení	29
4.4 Výstupní hřídel a její uložení	40
4.5 Řadící mechanismus	52
5. Účinnost převodovky	57
6. Shrnutí a závěr	58
7. Seznam použité literatury	59
8. Seznam příloh	61

Seznam použitých značek

a	délka	[mm]
a_p	osová vzdálenost pracovní	[mm]
b	délka	[mm]
b_{kp}	společná šířka zubů kuželového převodu	[mm]
b_{1p}	společná šířka zubů 1. př. stupně	[mm]
b_{2p}	společná šířka zubů 2. př. stupně	[mm]
c	délka	[mm]
d_{mp}	střední roztečný průměr pastorku	[mm]
d_p	průměr hřídele pastorku kuž. převodu	[mm]
$d_{přAA}$	průměr předl. hřídele v průřezu A-A	[mm]
$d_{přBB}$	průměr předl. hřídele v průřezu B-B	[mm]
d_r	rozteč kolíků	[mm]
d_{vAA}	průměr výstupního hřídele v průřezu A-A	[mm]
d_{vBB}	průměr výstupního hřídele v průřezu B-B	[mm]
d_{vCC}	průměr výstupního hřídele v průřezu C-C	[mm]
d_{vDD}	průměr výstupního hřídele v průřezu D-D	[mm]
d_w	valivý průměr pastorku 1. př. stupně	[mm]
e	hodnota ložiska	[-]
f_0	výpočtový součinitel	[-]
g_z	gravitační zrychlení	[m · s ⁻²]
g	délka	[mm]
h	délka	[mm]
i	délka	[mm]
i_k	počet kolíků	[-]
i_{kp}	převodový poměr kuž. převodu	[-]
i_{1p}	převodový poměr 1. př. stupně	[-]
i_{2p}	převodový poměr 2. př. stupně	[-]
j	délka	[mm]

k	délka	[mm]
k_d	součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu	[-]
k_s	součinitel statické bezpečnosti	[-]
k_r	výpočtový součinitel	[-]
$k_{s\tau}$	součinitel statické bezpečnosti ve smyku	[-]
k_v	součinitel výsledné bezpečnosti	[-]
l_k	funkční délka kolíku	[mm]
l_p	funkční délka pera	[mm]
m_n	modul normální	[mm]
m_t	čelní modul vnější	[mm]
m_v	celková hmotnost vozíku	[kg]
m	hodnota ložiska	[-]
n_m	jmenovité otáčky elektromotoru	[min ⁻¹]
p	tlak	[MPa]
p_d	dovolený tlak	[MPa]
r	poloměr	[mm]
t_1	rozměr pera	[mm]
z_1	počet zubů pastorku	[-]
z_2	počet zubů kola	[-]
C	dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_0	statická únosnost ložiska	[kN]
F_a	axiální síla	[N]
F_{ap}	axiální síla působící na předl. hřídel	[N]
F_{av}	axiální síla působící na výstupní. hřídel	[N]
F_{dh}	dovolená síla mezi nábojem a kroužkem	[N]
F_{dk}	dovolená síla mezi nábojem a kroužkem	[N]
F_r	radiální síla	[N]
F_{rp}	radiální síla působící na předl. hřídel	[N]
F_{rv}	radiální síla působící na výstupní hřídel	[N]
F_t	obvodová síla	[N]
F_{tp}	obvodová síla působící na předl. hřídel	[N]

G_v	síla od hmotnosti vozíku působící na výst. hřídel	[N]
L_{10}	trvanlivost ložiska	[ot]
L_{10h}	trvanlivost ložiska v hodinách	[h]
M_k	krouticí moment	[Nm]
M_o	ohybový moment	[Nm]
M_{oMAX}	maximální ohybový moment	[Nm]
M_{oxy}	ohybový moment v rovině xy	[Nm]
M_{ozy}	ohybový moment v rovině zy	[Nm]
M_{oAA}	ohybový moment v průřezu AA	[Nm]
M_{oBB}	ohybový moment v průřezu BB	[Nm]
M_{oCC}	ohybový moment v průřezu CC	[Nm]
M_{oDD}	ohybový moment v průřezu DD	[Nm]
P_r	radiální ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
RA	celková reakce v místě podpory A	[N]
RA_{ax}	axiální reakce v místě podpory A	[N]
RA_{xy}	reakce v místě podpory A v rovině xy	[N]
RA_{yz}	reakce v místě podpory A v rovině yz	[N]
RA_{xz}	reakce v místě podpory A v rovině xz	[N]
RA_{zy}	reakce v místě podpory A v rovině zy	[N]
RB	celková reakce v místě podpory B	[N]
RB_{ax}	axiální reakce v místě podpory B	[N]
RB_{xy}	reakce v místě podpory B v rovině xy	[N]
RB_{yz}	reakce v místě podpory B v rovině yz	[N]
RB_{xz}	reakce v místě podpory B v rovině xz	[N]
RB_{zy}	reakce v místě podpory B v rovině zy	[N]
Re	mez kluzu materiálu	[MPa]
Rm	mez pevnosti materiálu	[MPa]
T_p	krouticí moment hřídele pastorku kuž. soukolí	[Nm]
$T_{př}$	krouticí moment předlokové hřídele	[Nm]
T_v	krouticí moment výstupní hřídele	[Nm]

W_o	modul průřezu v ohybu	$[mm^3]$
W_k	modul průřezu v krutu	$[mm^3]$
X	koeficient ložiska	$[-]$
Y	koeficient ložiska	$[-]$
α_p	úhel profilu	$[^\circ]$
α_{nm}	střední normálový úhel profilu	$[^\circ]$
α_{Mo}	součinitel koncentrace napětí pro ohyb	$[-]$
α_{Mk}	součinitel koncentrace napětí pro krut	$[-]$
β	vrubový součinitel	$[-]$
β_m	sklon zubů střední (kuželový převod)	$[^\circ]$
β_{1p}	roztečný sklon zubů 1. př. stupně	$[^\circ]$
β_{2p}	roztečný sklon zubů 2. př. stupně	$[^\circ]$
δ_1	úhel roztečného kužele pastorku	$[^\circ]$
δ_2	úhel roztečného kužele kola	$[^\circ]$
ε_v	součinitel velikosti součásti	$[-]$
η	celková účinnost převodovky	$[-]$
η_{kp}	účinnost kuželového převodu	$[-]$
η_{lkp}	účinnost ložisek kuželového převodu	$[-]$
η_{p1s}	účinnost převod 1. převodového stupně	$[-]$
η_{lph}	účinnost ložisek předlokové hřídele	$[-]$
η_{lvh}	účinnost ložisek výstupní hřídele	$[-]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
σ_a	amplituda napětí	$[MPa]$
σ_c	mez únavy hladkého vzorku	$[MPa]$
σ_c^*	mez únavy skutečné součásti	$[MPa]$
σ_o	napětí v ohybu	$[MPa]$
σ_{RED}	redukované napětí	$[MPa]$
τ	napětí v krutu	$[MPa]$
ω_M	úhlová rychlost elektromotoru	$[rad \cdot s^{-1}]$

1. Úvod

Invalidní vozíky jsou nezbytným zařízením pro osoby převážně s postižením dolních končetin. Invalidní vozíky prošly v historii dlouhým vývojem. Dnes, díky technickému pokroku jsou velmi rozšířeny a poměrně dostupné elektrické invalidní vozíky, které výrazně usnadňují handicapovaným osobám život.

Cílem této práce je navrhnout dvoustupňovou převodovku pro elektrický vozík, které vyvinulo občanské sdružení Život bez bariér, z.ú. V tomto vozíku byla použita klasická jednostupňová převodovka, která se používá u běžných invalidních vozíků. Jednostupňová převodovka se ukázala jako nepříliš vhodná, proto byl vznesen požadavek na návrh a vývoj dvoustupňové řaditelné převodovky. Návrh byl zadán firmě TOS Znojmo, a.s. která dále předala zadání VŠB-TUO.

V práci bude nejprve stručně popsána historie vývoje vozíku a dnešní nejpoužívanější typy. Následovat bude návrh vlastního řešení a výpočet hlavních a kriticky namáhaných součástí. Rozměry převodové skříně a připojovací rozměry byly převzaty ze stávajícího řešení. Diplomová práce se zabývá návrhem samotné převodovky, požadavky na zatížení, převodové poměry a krouticí momenty byly dodány od výrobce vozíku.

2. Invalidní vozík

Invalidní vozík je zdravotnické zařízení, které je určeno k přesunu osob s omezenou mobilitou a umožňuje tak být stále mobilní. Snížená mobilita může být způsobena různými příčinami. Nejčastějšími uživateli invalidních vozíků jsou osoby s pohybovým postižením, senioři, osoby po úrazech, pacienti v nemocnici atd.

Pro provoz invalidních vozíků je nutno dodržet určité podmínky, především rovný povrch komunikací, dostatečně velký manipulační prostor v místech, kde se bude osoba s invalidním vozíkem otáčet, bezbariérové nájezdy, dostatečný průjezdný profil atd. Také zařízení, které budou osoby na vozíku používat, musí být umístěny v přiměřené výšce a vzdálenosti.

2.1 Historie

Historii invalidního vozíku se zabývala dr. Bonita Sawatsky z ortopedické kliniky ve Vancouveru v Kanadě.

Dr. Bonita Sawatsky uvádí, že první záznam o předchůdci invalidního vozíku pochází z roku 530 př. n. l. Jedná se o malbu na váze, která pochází z Řecka. Na ní je namalována dětská postel na kolečkách. Nejedná se tedy o klasickou podobu invalidního vozíku, jaký známe dnes, ale je to zřejmě jeden z prvních důkazů o tom, že lidé o handicapované osoby pečovali. Vůbec první doklady o kolečkové židli, která se podobná dnešním invalidním vozíkům pochází z roku 525 n. l. Nález pochází ze sarkofágu v Číně, na kterém je vyryt obraz této kolečkové židle.

V roce 1655 sestrojil německý hodinář Stephen Farfler první vozíček, který mohl řídit i sám postižený člověk. Stephen byl paraplegik, měl zdravé ruce ale ochrnuté nohy po úrazu z dětství.

Významným vynálezem byla v polovině 19. století hmatná obruč. Nedocházelo tak k poranění ruky, přímému kontaktu s nečistotami na kole atd.

První patent na invalidní vozík pochází z roku 1869. Jednalo se o obouruční model, který byl poháněn zadními koly.

Invalidní vozík, který je používán dodnes, sestrojili roku 1933 mechanici inženýři Harry Jennings a Herbert Everest. Everest měl úraz páteře po důlní nehodě. Everest a Jennings rozpoznali komerční potenciál vynálezu a stali se prvními velkými výrobci invalidních

vozíku pod názvem "Everest and Jennings". Tento typ je dodnes nepřekonaný, tvoří základ konstrukce většiny dnešních vozíků. Vozík je zobrazen na obr. 1.



Obr. 1 Invalidní vozík od Everest and Jennings (1932)

2.2 Rozdělení invalidních vozíků:

Podle velikosti a tvaru:

- pro děti,
- dospívající
- dospělé

Podle způsobu pohonu:

- kola
- trojkolky
- mechanické
- elektrické

Podle možnosti skladování:

- skládací
- pevné

Podle konstrukce

- velká a malá kola
- různé doplňky-pásky, klíny

2.2.1 Mechanické vozíky

Mechanické vozíky jsou určeny pro osoby s velice omezenou hybností dolních končetin, ale zároveň se zdravými a silnými horními končetinami, které potřebuje k ovládání vozíku. Rozlišují se dva základní typy mechanických vozíku.

Prvním je vozík, který má pohon na velká zadní kola, kdy malá kola jsou vpředu. Tento typ je vhodnější na delší trasy, lépe udržuje směr jízdy a taky snadněji překonává malé výškové překážky.

Druhým typem je vozík, kdy jsou velká kola umístěna vpředu, vozík je celkově kratší a může se otočit na menším prostoru. Je také lépe vyvážen a není tak náchylný na překlopení dozadu.

Oba tyto typy lze doplnit mnoha různými doplňky a příslušenstvím, jako například opěrkou hlavy, chrániči výpletu kol, bezpečnostním pásem atd. Klasický mechanický vozík s velkými zadními koly od firmy MEIRA je zobrazen na obr. 2.



Obr. 2 Klasický mechanický vozík od firmy MEYRA

2.2.2 Elektrické vozíky

Elektrické vozíky jsou určeny převážně pro ty osoby, které mají postižení dolních končetin a zároveň horních nebo s chronickým onemocněním. V tomto případě se osoba nemůže fyzicky namáhat. Tyto vozíky jsou poháněny elektromotorem, kde elektrická energie se bere z akumulátoru. Ovládání je řešeno joystickem nebo tlačítky. V případě více závažného handicapu je možno vozík ovládat např. bradou, hlasem, ústy atd. Klasický elektrický vozík od firmy MEIRA je zobrazen na obr. 3.



Obr. 3 Elektrický vozík od firmy MEYRA

3. Převodovka

Převodovka je strojní zařízení, které umožňuje převod mezi hnacím a hnaným strojem. Mění silové a kinetické parametry přenášené energie, jakou je úhlová rychlost a točivý moment. Skládá se z převodové skříně, která slouží jako rám a ze samotného převodového mechanismu.

3.1 Základní rozdělení převodovek

Převodovky lze rozdělit podle několika hledisek (budou uvedeny pouze ty základní)

1) Podle převodového mechanismu:

- S ozubenými koly
 - s čelním soukolím (s přímými zuby, s šikmými zuby)
 - s kuželovým soukolím
 - se šnekovým soukolím
 - se šroubovým soukolím
 - planetové převodovky
- S řetězovým převodem
- S řemenovým převodem
- Se speciálními mechanismy

2) Podle převodového poměru:

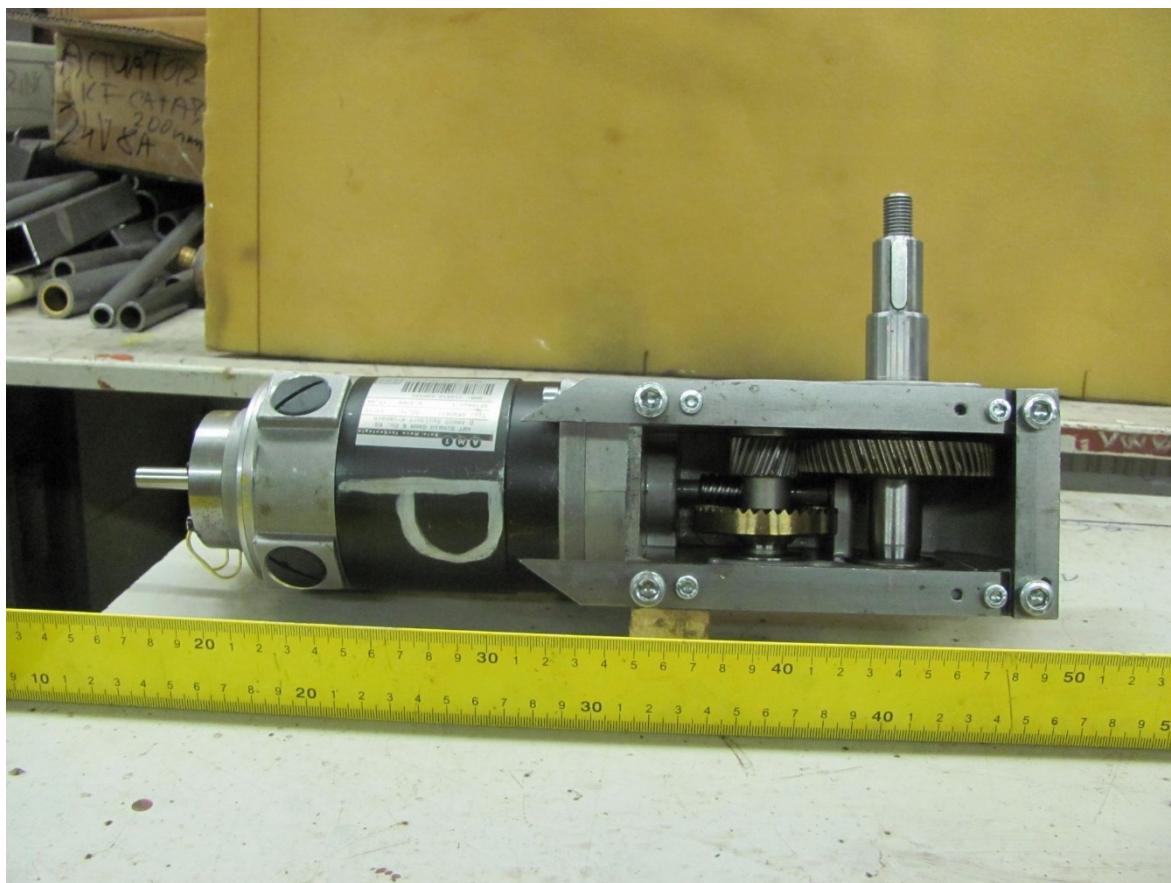
- S konstantním převodem – převodový poměr je daný a konstantní, nelze ho měnit. Tyto převodovky mohou být jednostupňové nebo vícešupňové.
- S proměnným převodem (řaditelné)- převodový poměr je možno měnit, a to plynule (variátor) nebo ve stupních (skokově).

3) Podle změny výstupních otáček

- Reduktory – převod do pomala, otáčky hnacího členu jsou vyšší, než otáčky hnaného členu, dochází ke zvýšení krouticího momentu
- Multiplikátory – převod do rychla, otáčky hnacího členu jsou nižší než otáčky členu hnaného, dochází ke snížení krouticího momentu.

4. Návrh převodovky

Stávající invalidní vozíky jsou vybaveny jednostupňovou převodovkou. Na každé zadní kolo připadá jedna stejná převodovka, pouze zrcadlově otočená. To se ukázalo v některých situacích jako nedostatečné a nepříliš vhodné. Při jízdě do kopce je potřeba větší krouticí moment, na rovině větší rychlost. Byl proto vznesen požadavek na návrh dvoustupňové řaditelné převodovky. Původní převodovka je zobrazena na obr. 4.

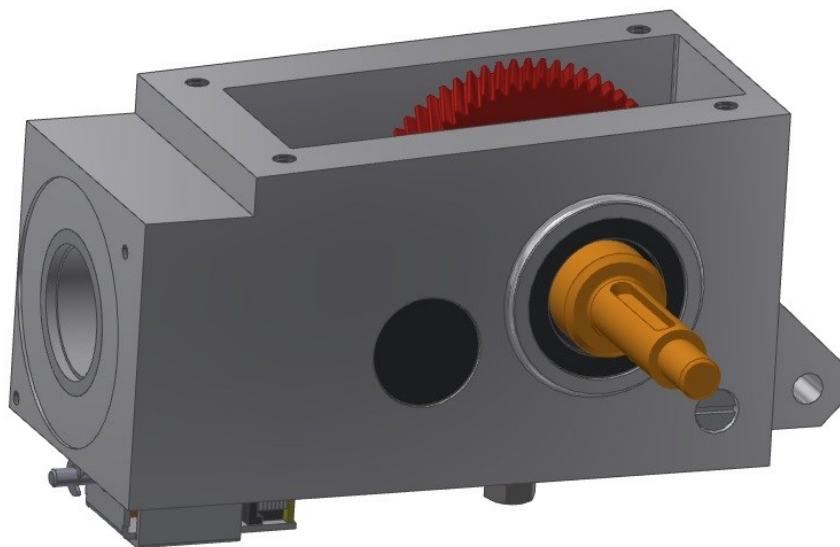


Obr. 4 Stávající jednostupňová převodovka s elektromotorem

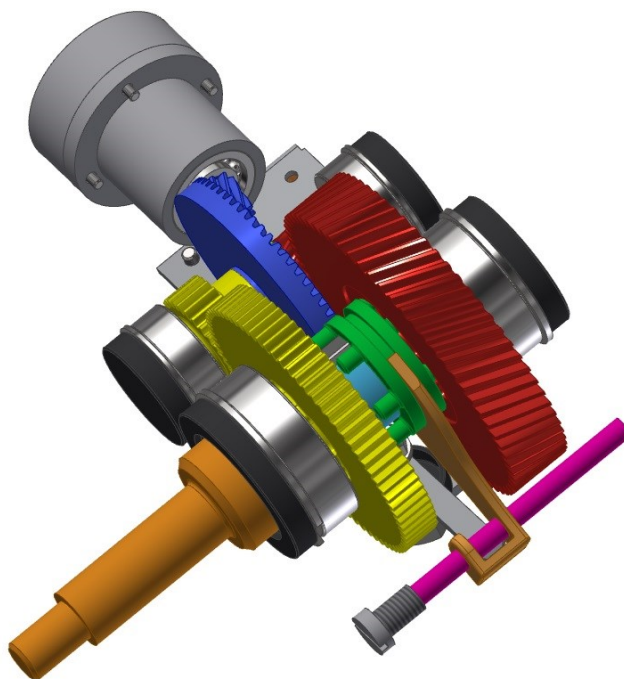
Předmětem této práce je návrh samotné převodovky. Požadavky na výstupní a vstupní krouticí moment, zatížení byly dodány od výrobce vozíku. Rozměry a uchycení skříně byly převzaty ze stávajícího řešení. Víko převodovky není součástí práce, to bude použito také ze stávající převodovky. Návrh bude proveden pro převodovku levého kola. Převodovka pravého kola je shodná, pouze zrcadlově otočená. V diplomové práci bude označován jako první převodový stupeň ten, který má větší převodový poměr.

4.1 Popis vlastního řešení

Řešení převodovky je zobrazeno na obr. 5 a 6. Navržená převodovka se skládá z celkem tří soukolí, kuželového převodu, který je stále v záběru a dvou čelních soukolí, které jsou v záběru podle toho, který stupeň je zařazen. Řazení jednotlivých stupňů je řešeno pomocí tzv. přesouvače s kolíky. Ten je přes pákový mechanismus ovládán bistabilním solenoidem. Řazení jednotlivých stupňů je tedy možno snadno ovládat elektrickým tlačítkem.



Obr. 5 Navržená dvoustupňová převodovka



Obr. 6 Navržená dvoustupňová převodovka (pohled bez skříně)

4.2 Kuželové soukolí a jeho uložení

Hřídel pastorku kuželového převodu je uložen ve dvou kuličkových ložiscích. Kuželové kolo je uloženo na předlohovém hřídeli, přenos momentu je uskutečněn pomocí normalizovaného pera. Návrh geometrie a pevnostní kontrola ozubení byla provedena pomocí katedrálního software GEOMETRIE [5] a CSNw [4], základní údaje jsou uvedeny v tab. 1. Uložení kuželového převodu a předlohové hřídele je vykresleno na obr. 7.

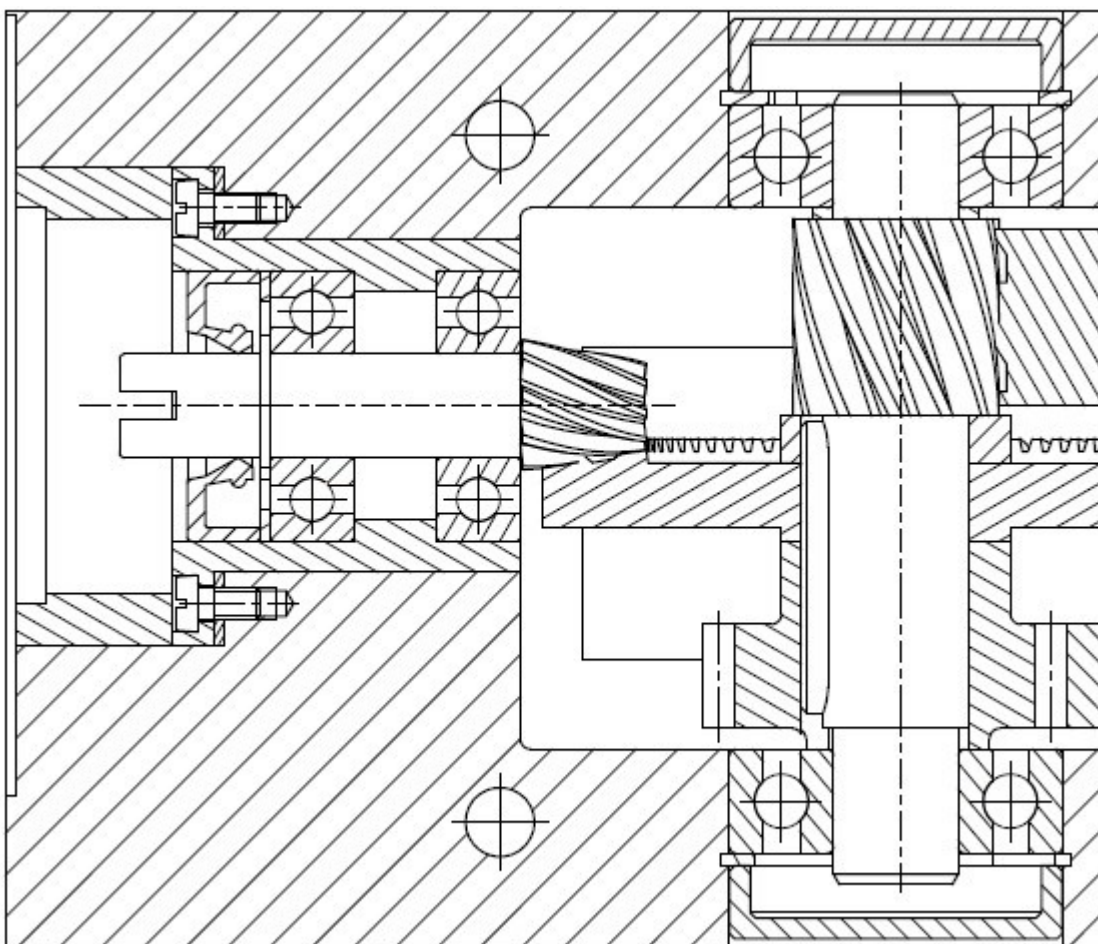
Tab. 1 Základní parametry kuželového převodu

Čelní modul vnější - m_t	1.125 mm
Počet zubů pastorku - z_1	9
Počet zubů kola - z_2	64
Převodový poměr - i_{kp}	7,1111
Sklon zubu střední - β_m	20°
Společná šířka zubů - b_{kp}	12 mm
Úhel profilu α_p	20°
Úhel os soukolí - Σ	90°

K převodovce je přišroubován elektromotor o výkonu $P_M = 250 \text{ W}$ a se jmenovitými otáčkami $n_M = 3000 \text{ min}^{-1}$.

Krouticí moment na hřídeli pastorku:

$$T_P = \frac{P_M}{\omega_M} = \frac{P_M}{\frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60}} = \frac{250}{\frac{2 \cdot \pi \cdot 3000}{60}} = 0,8 \text{ Nm} \quad (4.1)$$

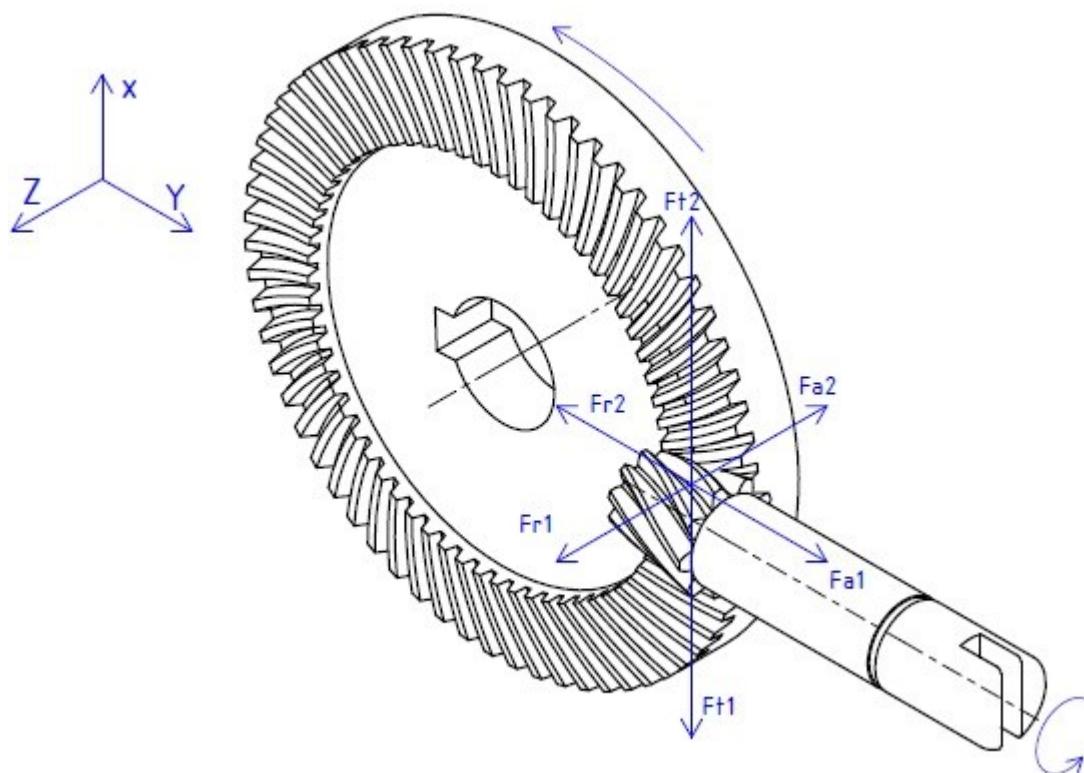


Obr. 7 Uložení kuželového soukolí a předlohové hřídele

Seřizování vůle kuželového převodu

Seřizování vůle se provádí pomocí lícovaných podložek, které se vkládají mezi přírubu trubky, ve které jsou nalisována ložiska hřídele pastorku. Tato trubka je suvně uložena ve skříni a je zajištěna šrouby.

Rozbor sil od kuželového soukolí



Obr. 8 Silové poměry na kuželovém soukolí

Z přenášeného točivého momentu se určí střední obvodová síla:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_p}{d_{mp}} = \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 10^3}{8,454} = 187,4 \text{ N} \quad (4.2)$$

$$\begin{aligned} F_{r1} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot [\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \cos \delta_1 - \sin \beta_m \cdot \sin \delta_1] \\ &= \frac{187,4}{\cos 20} \cdot [\operatorname{tg} 18,88 \cdot \cos 8,005 - \sin 20 \cdot \sin 8,005] = 58 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} F_{a1} &= \frac{F_{t1}}{\cos \beta_m} \cdot [\operatorname{tg} \alpha_{nm} \cdot \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cdot \cos \delta_1] \\ &= \frac{187,4}{\cos 20} \cdot [\operatorname{tg} 18,88 \cdot \sin 8,005 - \sin 20 \cdot \cos 8,005] = 77 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Součet úhlů δ_1 a δ_2 je 90° , proto platí:

$$F_{r1} = F_{a2} \quad (4.5)$$

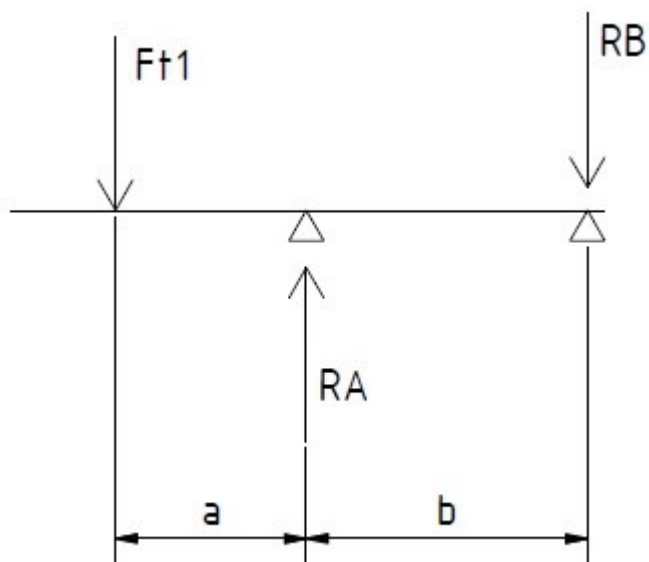
$$F_{r2} = F_{a1} \quad (4.6)$$

$$F_{t1} = F_{t2} \quad (4.7)$$

Pastorek

Uložení hřídele pastorku je řešeno jako nosník. Vzhledem k prostorovému zatížení je nutno řešit ve dvou rovinách, x-y (obr. 9) a z-y (obr. 11). Průběhy ohybových momentů řešeny pomocí programu AUTODESK INVENTOR [6].

Rovina x-y



Obr. 9 Síly a reakce v rovině x-y

Výpočet reakcí:

$$\sum MA = 0$$

$$F_{t1} \cdot a - RB_{xy} \cdot b = 0$$

$$RB_{xy} = \frac{F_{t1} \cdot a}{b} = \frac{187,4 \cdot 10}{16} = 117 \text{ N} \quad (4.8)$$

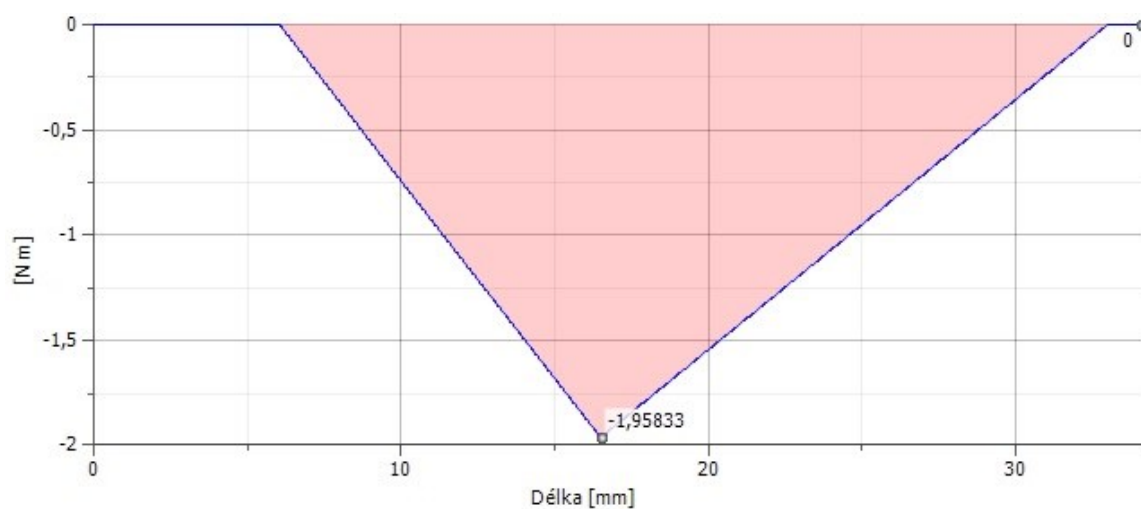
$$\sum MB = 0$$

$$F_{t1} \cdot (a + b) - RA_{xy} \cdot b = 0$$

$$RA_{xy} = \frac{F_{t1} \cdot (a + b)}{b} = \frac{187,4 \cdot (10 + 16)}{16} = 305 \text{ N} \quad (4.9)$$

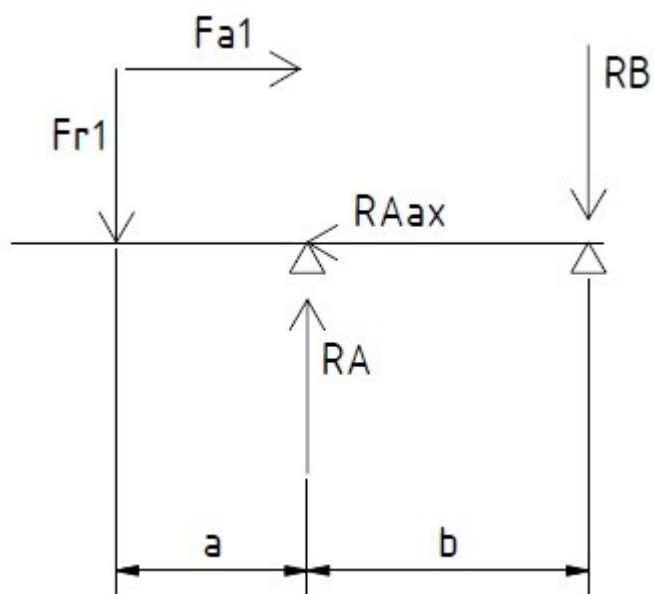
Ohybový moment:

$$Mo_{xy} = 1,96 \text{ Nm}$$



Obr. 10 Průběh ohybového momentu v rovině x-y

Rovina z-y



Obr. 11 Síly a reakce v rovině z-y

Výpočet reakcí:

$$\sum MA = 0$$

$$F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} - RB_{zy} \cdot b = 0$$

$$RB_{zy} = \frac{F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2}}{b} = \frac{58 \cdot 10 - 77 \cdot \frac{8,454}{2}}{16} = 16 \text{ N} \quad (4.10)$$

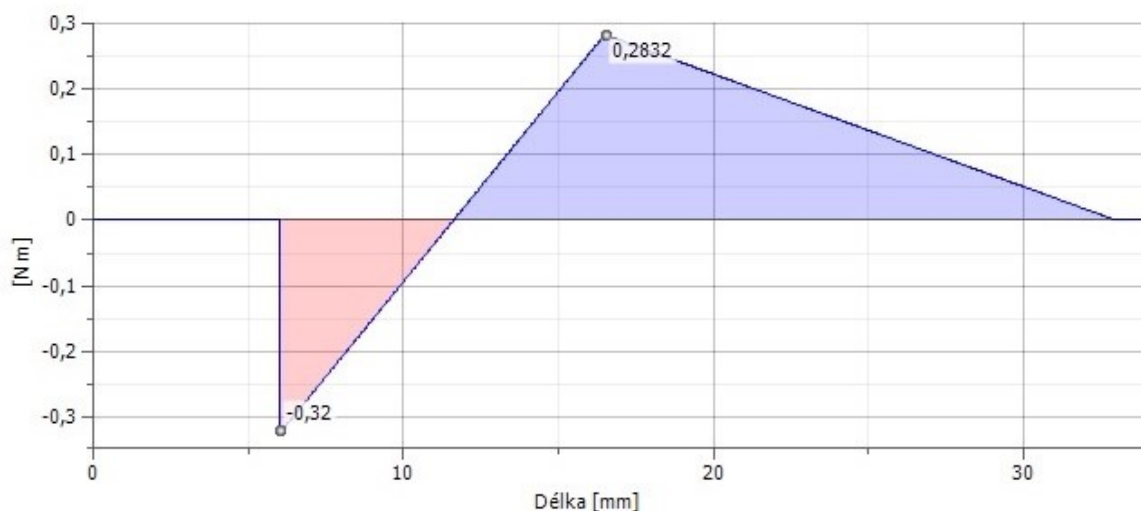
$$\sum MB = 0$$

$$F_{r1} \cdot (a + b) - RA_{zy} \cdot b - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 0$$

$$RA_{zy} = \frac{F_{r1} \cdot (a + b) - F_{a1} \cdot \frac{d_{m1}}{2}}{b} = \frac{58 \cdot (10 + 16) - 77 \cdot \frac{8,454}{2}}{16} = 74 \text{ N} \quad (4.11)$$

Ohybový moment:

$$M_{O_{zy}} = 0,283 \text{ Nm}$$



Obr. 12 Ohybový moment v rovině y-z

Celkové reakce a ohybový moment:

$$R_A = \sqrt{R_{A_{xy}}^2 + R_{A_{zy}}^2} = \sqrt{305^2 + 74^2} = 314 \text{ N} \quad (4.12)$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_{xy}}^2 + R_{B_{zy}}^2} = \sqrt{117^2 + 16^2} = 118 \text{ N} \quad (4.13)$$

$$M_{O_{MAX}} = \sqrt{M_{O_{xy}}^2 + M_{O_{zy}}^2} = \sqrt{1,96^2 + 0,283^2} = 2 \text{ Nm} \quad (4.14)$$

Pevnostní kontrola hřídele pastorku:

Bude provedena nejdříve statická a následně dynamická kontrola. Nejvyšší ohybový moment je v místě uložení ložiska A, viz obr. 12. V tomto místě bude provedena pevnostní kontrola.

Materiál hřídele pastorku: 14 220.4, $R_e = 590 \text{ MPa}$, $R_m = 785 \text{ MPa}$ [3]

Ohybový moment - $M_{O_{MAX}} = 2 \text{ Nm}$

Krouticí moment - $T_p = 0,8 \text{ Nm}$

Průřez hřídele pastorku - $d_p = 8 \text{ mm}$

Statická kontrola:

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oMAX}}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{32}} = \frac{2 \cdot 1000}{\frac{\pi \cdot 8^3}{32}} = 40 \text{ MPa} \quad (4.15)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{T_p}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{16}} = \frac{0,8 \cdot 1000}{\frac{\pi \cdot 8^3}{16}} = 8 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{40^2 + 4 \cdot 8^2} = 43,1 \text{ MPa} \quad (4.17)$$

Výsledná statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{590}{43,1} = 13,7 \quad (4.18)$$

Dynamická kontrola:

$$\text{Mez únavy} - \sigma_c \cong 0,44 \cdot Rm = 0,44 \cdot 785 = 345 \text{ MPa} - \text{pro hladký vzorek} \quad (4.19)$$

Mez únavy hřídele pastorku:

$$\sigma_c^* = \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} \cdot \sigma_c = \frac{0,95 \cdot 0,83}{1} \cdot 345 = 272 \text{ MPa} \quad (4.20)$$

 ε_v - součinitel velikosti, dle literatury [3] zvoleno $\varepsilon_v = 0,95$ η_p - součinitel kvality povrchu, dle literatury zvoleno [3] $\eta_p = 0,83$ β – vrubový součinitel (dynamický) – v místě uložení ložiska se nenachází vrub, $\beta = 1$ Amplituda napětí - $\sigma_a = \sigma_o = 40 \text{ MPa}$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_d = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_a} = \frac{272}{40} = 6,8 \quad (4.21)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{s\tau} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau} = \frac{0,577 \cdot 590}{8} = 42,5 \quad (4.22)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_v = \frac{k_d \cdot k_{s\tau}}{\sqrt{k_d^2 + k_{s\tau}^2}} = \frac{6,8 \cdot 42,5}{\sqrt{6,8^2 + 42,5^2}} = 6,7 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.23)$$

Výpočet životnosti ložisek hřídele pastorku:

Výpočet bude proveden pro ložisko v místě podpory A. Do tohoto ložiska působí reakce RA a axiální RAax. Ložisko v místě podpory B není nutno kontrolovat, protože má stejné rozměry a přenáší menší zatížení. V tab. 2 jsou uvedeny základní rozměry zvoleného ložiska.

Tab. 2 Údaje pro zvolené ložiska pastorku z katalogu SKF [11]

Označení	Dynamická únosnost C	Statická únosnost C_0	Mezní únavové zatížení P_u	Výpočtový součinitel k_r	Výpočtový součinitel f_0
	[kN]	[kN]	[kN]	[–]	[–]
6000	4,75	1,96	0,083	0,025	12

Poměr:

$$m = f_0 \cdot \frac{RA_{ax}}{C_0} = 12 \cdot \frac{77}{2360} = 0,471 \quad (4.24)$$

Výpočet hodnoty e pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace:

$$\begin{aligned} e &= e_0 + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} \\ &= 0,22 + (0,471 - 0,345) \cdot \frac{0,26 - 0,22}{0,689 - 0,345} = 0,234 \end{aligned} \quad (4.25)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{RA_{ax}}{RA} = \frac{77}{333} = 0,231 < e \quad (4.26)$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 314 + 0 \cdot 77 = 314 \text{ N} \quad (4.27)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 = \left(\frac{4750}{314} \right)^3 = 3461,719 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (4.28)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 3000} \cdot 3461,719 = 19\,231 \text{ h} \quad (4.29)$$

4.3 Předloková hřídel a její uložení

Předloková hřídel je uložena ve dvou kuličkových ložiscích. Jsou na ní uloženy pastorky dvou ozubených soukolí, 1. a 2. převodového stupně a kolo kuželového převodu. Pastorek 1. převodového stupně je z důvodu rozměrů přímo součástí hřídele, pastorek 2. převodového stupně je spojen s hřídelem pomocí pera, stejně jako kolo kuželového převodu. Výpočet bude proveden pro zařazený 1. převodový stupeň. Uložení předlokové hřídele je zobrazeno spolu s uložením pastorku kuželového převodu v obr. 7. V tab. 3 jsou uvedeny základní parametry soukolí 1. převodového stupně, v tab. 4 2. převodového stupně.

Tab. 3 Základní parametry 1. převodového stupně

Normální modul - m_n	1.25 mm
Počet zubů pastorku - z_1	12
Počet zubů kola - z_2	65
Převodový poměr - i_{1p}	5,4166
Sklon zubu roztečný - β_{1p}	22°
Společná šířka zubů - b_{1p}	17 mm
Úhel profilu α_p	20°
Osová vzdálenost pracovní a_p	53 mm

Tab. 4 Základní parametry 2. převodového stupně

Normální modul - m_n	1 mm
Počet zubů pastorku - z_1	29
Počet zubů kola - z_2	76
Převodový poměr - i_{2p}	2,6207
Sklon zubu roztečný - β_{2p}	0°
Společná šířka zubů - b_{2p}	10 mm
Úhel profilu α_p	20°
Osová vzdálenost a_p	53 mm

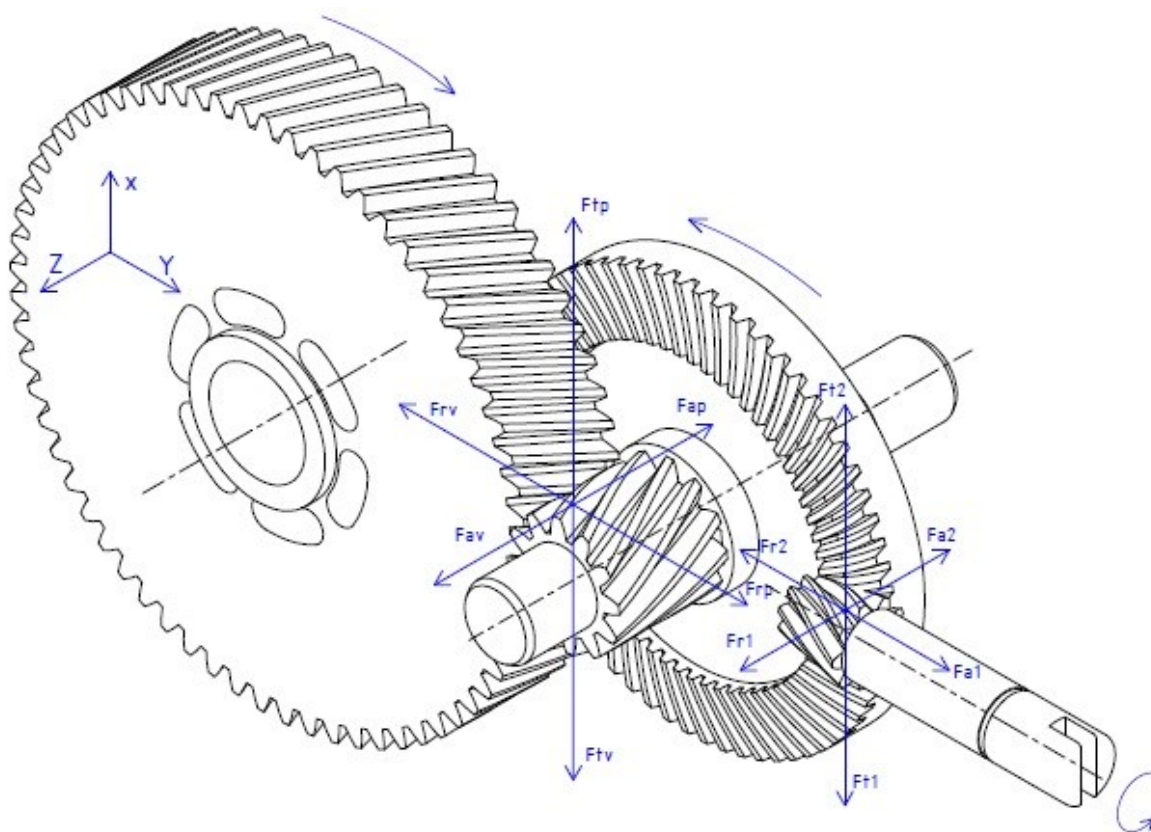
Z přenášeného točivého momentu se určí obvodová síla:

$$T_{př} = T_p \cdot i_{1p} = 0,8 \cdot 7,111 = 5,7 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.30)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{př}}{d_w} = \frac{2 \cdot 5,7 \cdot 10^3}{16,178} = 689 \text{ N} \quad (4.31)$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{689 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 22^\circ} = 270,5 \text{ N} \quad (4.32)$$

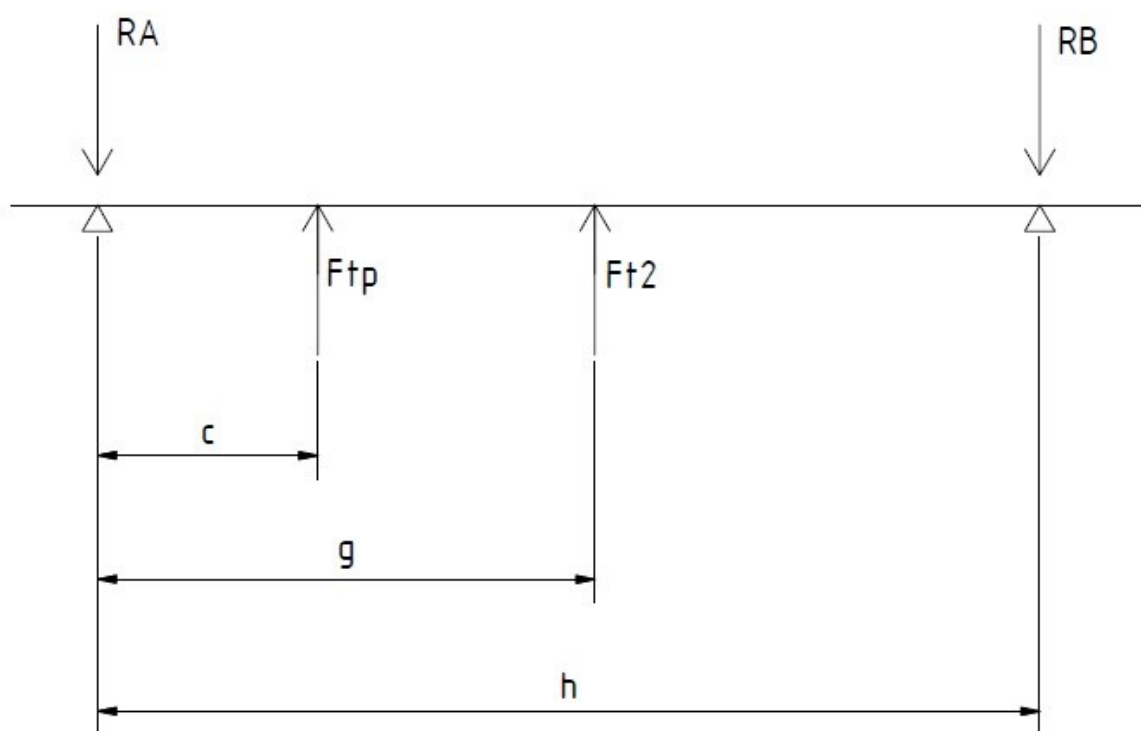
$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 689 \cdot \operatorname{tg} 22^\circ = 278,4 \text{ N} \quad (4.33)$$



Obr. 13 Silové poměry na předlohovém hřídeli

Uložení předlohové hřídele bude taktéž řešeno ve dvou rovinách, x-z(obr. 14) a z-y(obr. 15). Silové poměry na celém předlohovém hřídeli jsou vykresleny na obr. 13. Průběh ohybového momentu byl řešen pomocí programu AUTODESK INVENTOR [6] (obr. 16).

Rovina x-z



Obr. 14 Síly v rovině x-z

Výpočet reakcí:

$$\sum MA = 0$$

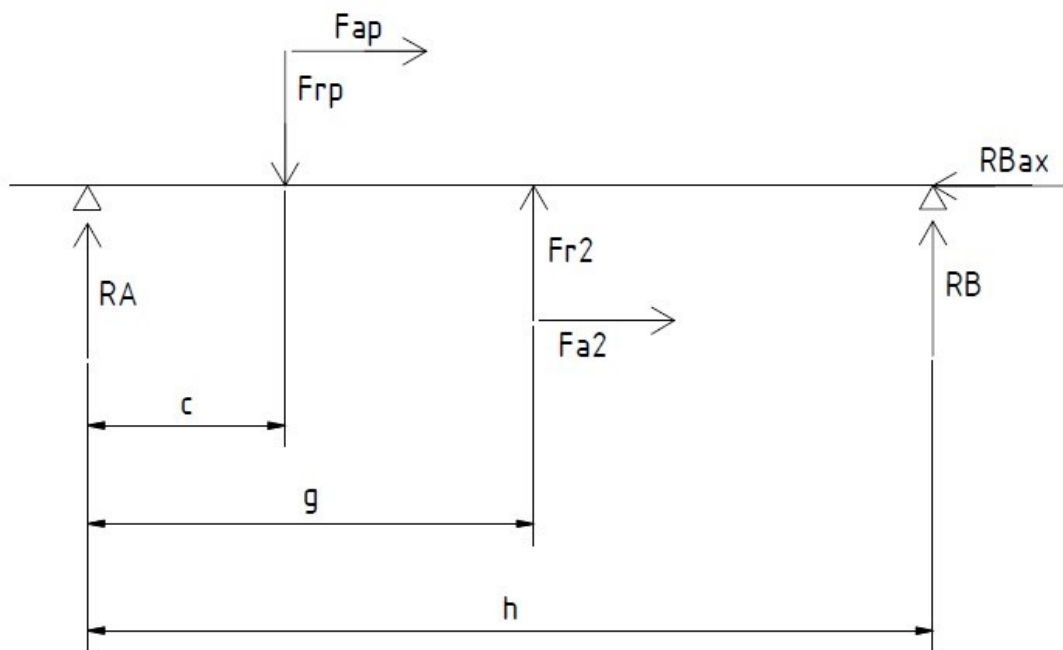
$$F_{tp} \cdot h + F_{t2} \cdot g - RB_{xz} \cdot c = 0$$

$$RB_{xz} = \frac{F_{tp} \cdot h + F_{t2} \cdot g}{c} = \frac{687 \cdot 15 + 187,4 \cdot 33,2}{62} = 267 \text{ N} \quad (4.34)$$

$$\sum MB = 0$$

$$RA_{xz} \cdot c - F_{tp} \cdot (c - h) - F_{t2} \cdot (c - g) = 0$$

$$\begin{aligned} RA_{xz} &= \frac{F_{tp} \cdot (c - h) + F_{t2} \cdot (c - g)}{c} \\ &= \frac{687 \cdot (62 - 25) + 187,4 \cdot (62 - 33,2)}{62} = 497 \text{ N} \end{aligned} \quad (4.35)$$



Obr. 15 Síly v rovině z-y

$$\sum MA = 0$$

$$-F_{rp} \cdot c - F_{ap} \cdot \frac{d_w}{2} + F_{r2} \cdot g + F_{a2} \cdot \frac{d_w}{2} + RB_{zy} \cdot h = 0$$

$$RB_{zy} = \frac{F_{rp} \cdot c + F_{ap} \cdot \frac{d_w}{2} - F_{r2} \cdot g - F_{a2} \cdot \frac{d_w}{2}}{h} =$$

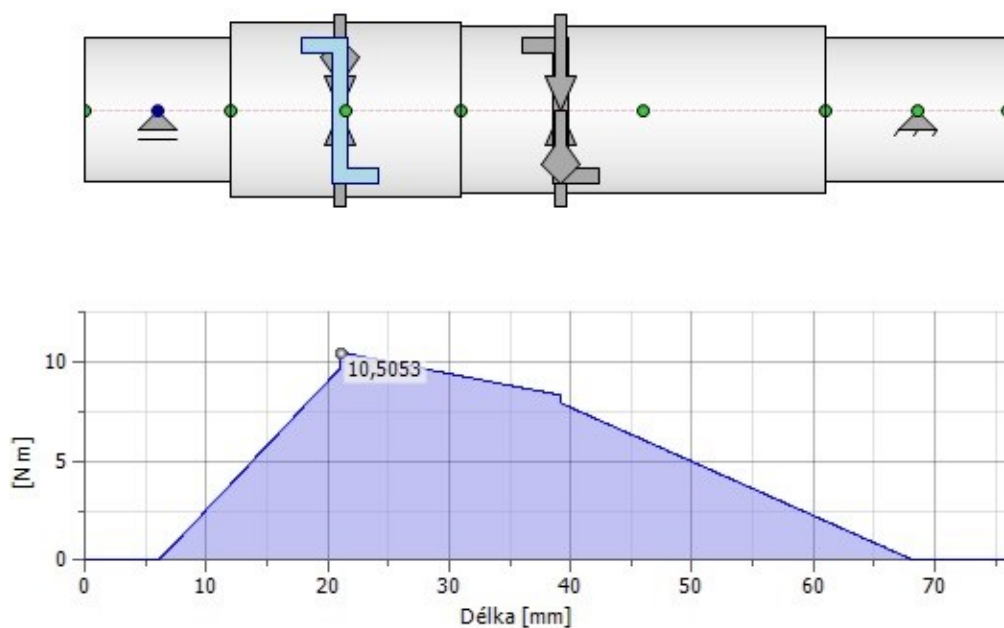
$$= \frac{276,8 \cdot 15 + 285 \cdot \frac{16,178}{2} - 77 \cdot 33,2 - 58 \cdot \frac{68,117}{2}}{62} = 31 \text{ N} \quad (4.36)$$

$$\sum MB = 0$$

$$-RA_{zy} \cdot h + F_{rp} \cdot (h - c) - F_{ap} \cdot \frac{d_w}{2} - F_{r2} \cdot (h - g) + F_{a2} \cdot \frac{d_w}{2} = 0$$

$$RA_{zy} = \frac{F_{rp} \cdot (h - c) - F_{ap} \cdot \frac{d_w}{2} - F_{r2} \cdot (h - g) + F_{a2} \cdot \frac{d_w}{2}}{h}$$

$$RA_{zy} = \frac{276,8 \cdot (62 - 15) - 285 \cdot \frac{16,178}{2} - 77 \cdot (62 - 33,2) + 58 \cdot \frac{68,117}{2}}{62} = 169 \text{ N} \quad (4.37)$$



Obr. 16 Celkový ohybový moment (AUTODESK INVENTOR [6])

Celkové reakce

$$RA = \sqrt{RA_{xy}^2 + RA_{zy}^2} = \sqrt{467^2 + 169^2} = 497 \text{ N} \quad (4.38)$$

$$RB = \sqrt{RB_{xy}^2 + RB_{zy}^2} = \sqrt{267^2 + 31^2} = 269 \text{ N} \quad (4.39)$$

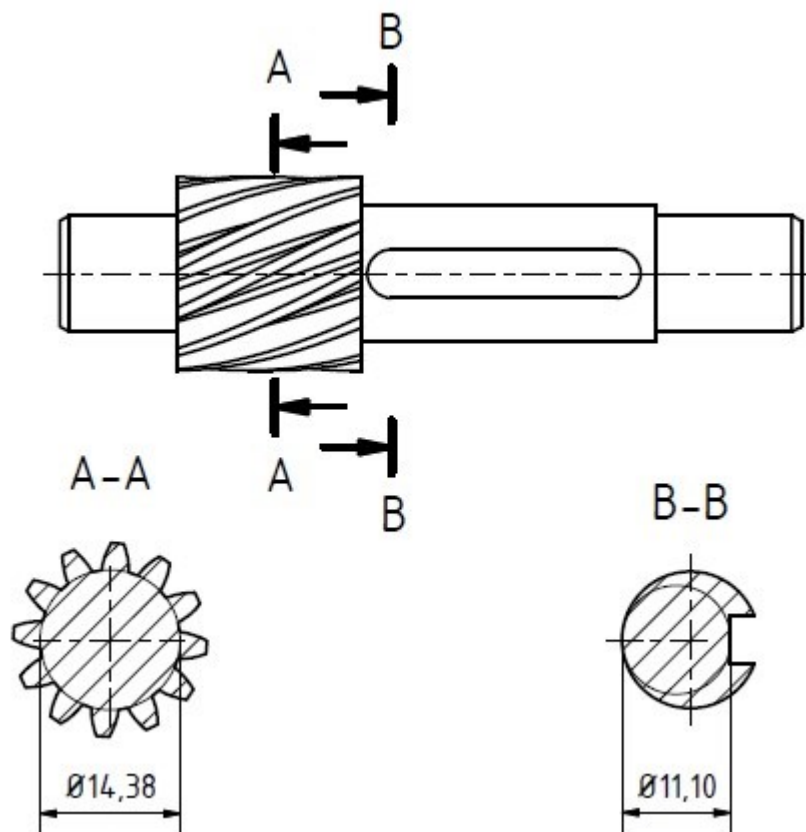
Pevnostní kontrola předlokové hřídele

Materiál: 14 220, $Re = 590 \text{ MPa}$, $Rm = 785 \text{ MPa}$ [3]

Výpočet bude proveden v místě průřezu A-A a B-B. V tab. 5 jsou uvedeny parametry pro jednotlivé průřezy. Tyto průřezy jsou vykresleny na obr. 17.

Tab. 5 Kritické průřezy předlokové hřídele

Průřez	Kritický průměr d_{pr}	Ohybový moment M_o	Vrubový součinitel β	Součinitel koncentrace napětí (ohyb) α_{Mo}	Součinitel koncentrace napětí (krut) α_{Mk}
	[mm]	[Nm]	[–]	[–]	[–]
A-A	14,38	10,5	1,8	3	2
B-B	11,1	9,3	1,8	3	2



Obr. 17 Kritické průřezy předlokové hřídele

Statická kontrola

A-A

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \cdot \alpha_\sigma = \frac{M_{oAA}}{\frac{\pi \cdot d_{přAA}^3}{32}} \cdot \alpha_{Mo} = \frac{10,5 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 14,38^3}{32}} \cdot 3 = 108 \text{ MPa} \quad (4.40)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \cdot \alpha_\sigma = \frac{T_{př}}{\frac{\pi \cdot d_{přAA}^3}{16}} \cdot \alpha_{Mo} = \frac{5,7 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 14,38^3}{16}} \cdot 2 = 20 \text{ MPa} \quad (4.41)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{108^2 + 4 \cdot 20^2} = 115,2 \text{ MPa} \quad (4.42)$$

Výsledná statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{590}{115,2} = 5,1 \quad (4.43)$$

B-B

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \cdot \alpha_\sigma = \frac{M_{oBB}}{\frac{\pi \cdot d_{přBB}^3}{32}} \cdot \alpha_{Mo} = \frac{9,3 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 11,1^3}{32}} \cdot 3 = 208 \text{ MPa} \quad (4.44)$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \cdot \alpha_\sigma = \frac{T_{př}}{\frac{\pi \cdot d_{přBB}^3}{16}} \cdot \alpha_{Mo} = \frac{5,7 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 11,1^3}{16}} \cdot 2 = 42,5 \text{ MPa} \quad (4.45)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{208^2 + 4 \cdot 42,5^2} = 225 \text{ MPa} \quad (4.46)$$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{590}{225} = 2,6 \quad (4.47)$$

Dynamická kontrola:

Dynamická kontrola bude provedena v průřezu B-B.

$$\text{Mez únavy} - \sigma_c \cong 0,44 \cdot Rm = 0,44 \cdot 785 = 345,4 \text{ MPa} - \text{pro hladký vzorek} \quad (4.48)$$

B-B

Mez únavy:

$$\sigma_c^* = \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} \cdot \sigma_c = \frac{0,87 \cdot 0,83}{1,8} \cdot 345,4 = 138,5 \text{ MPa} \quad (4.49)$$

ε_v - součinitel velikosti, dle literatury [3] zvoleno $\varepsilon_v = 0,87$

η_p - součinitel kvality povrchu, dle literatury [3] zvoleno $\eta_p = 0,83$

β – vrubový součinitel (dynamický) – $\beta = 1,4$ [3]

Amplituda napětí

$$\sigma_a = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{\frac{\pi \cdot d_{přBB}^3}{32}} = \frac{9,3 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 14^3}{32}} = 34,5 \text{ MPa} \quad (4.50)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_d = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_a} = \frac{138,5}{34,5} = 4 \quad (4.51)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{s\tau} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{AA}} = \frac{0,577 \cdot 785}{42,5} = 10,65 \quad (4.52)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_v = \frac{k_d \cdot k_{s\tau}}{\sqrt{k_d^2 + k_{s\tau}^2}} = \frac{4 \cdot 10,65}{\sqrt{4^2 + 10,65^2}} = 3,7 \quad (4.53)$$

Kontrola ložisek

Výpočet bude proveden pro ložiska v místě podpory A a B. Obě ložiska jsou shodná. Parametry pro ložiska předlohové hřídele jsou uvedeny v tab. 6.

Tab. 6 Údaje pro zvolené ložiska předlohové hřídele z katalogu SKF [11]

Označení	Dynamická únosnost C	Statická únosnost C_0	Mezní únavové zatížení P_u	Výpočtový součinitel k_r	Výpočtový součinitel f_0
	[kN]	[kN]	[kN]	[–]	[–]
6201	7.28	3.1	0,312	0,025	12

Výpočet ložiska v místě A:

$$RA = 497 \text{ N}$$

$$RAax = 0 \text{ N}$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P_r = RA = 497 \text{ N} \quad (4.53)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 = \left(\frac{7280}{497}\right)^3 = 3142,859 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (4.54)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 421,8} \cdot 3142,859 = 124\,184 \text{ h} \quad (4.55)$$

Výpočet ložiska v místě B:

$$RB = 269 \text{ N}$$

$$RBax = F_{ap} + F_{a2} = 285 + 58 = 343 \text{ N} \quad (4.56)$$

Poměr:

$$m = f_0 \cdot \frac{RBax}{C_0} = 12 \cdot \frac{343}{3100} = 1,32 \quad (4.57)$$

Výpočet hodnoty e pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace:

$$e = e_0 + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} = 0,28 + (1,32 - 1,03) \cdot \frac{0,30 - 0,28}{1,38 - 1,03} = 0,296 \quad (4.58)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{RB_{ax}}{RB} = \frac{343}{269} = 1,275 > e \quad (4.59)$$

Výpočet hodnoty Y pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace:

$$Y = Y_0 + (m - m_0) \cdot \frac{Y_1 - Y_0}{m_1 - m_0} = 1,55 + (1,32 - 1,03) \cdot \frac{1,45 - 1,55}{1,38 - 1,03} = 1,47 \quad (4.60)$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,47$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 269 + 1,47 \cdot 343 = 655 \text{ N} \quad (4.61)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 = \left(\frac{7280}{655} \right)^3 = 1373 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (4.62)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 421,8} \cdot 1373 = 54\,251 \text{ h} \quad (4.63)$$

Výpočet spojení kol s hřídelí

Kolo pastorku 2. převodového stupně a kolo kuželového kola jsou s hřídelí spojeny pomocí pera.

PERO 5e7x5x28 ČSN 02 2562

$$b_p = 5 \text{ mm}$$

$$l_p = 7,5 \text{ mm}$$

$$p_D = 150 \text{ MPa}$$

$$t_1 = 2,1 \text{ mm}$$

Síla F_1 je síla působící na drážku t_1 :

$$F_1 = \frac{1000 \cdot T_{př}}{\frac{d_{př}}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 \cdot 5,7}{\frac{14}{2} + \frac{2,1}{2}} = 708,1 \text{ N} \quad (4.64)$$

$$p = \frac{F_1}{l_p \cdot t_1} = \frac{708,1}{7,5 \cdot 2,1} = 45 \text{ MPa} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.65)$$

Pero pod kolem 2. převodového stupně není nutno kontrolovat, protože délka je daleko větší.

Výpočet axiálního zajištění ložiska

Ložisko přenášející axiální sílu je zajištěno rozpěrným pojistným kroužkem:

32 ČSN 02 2931

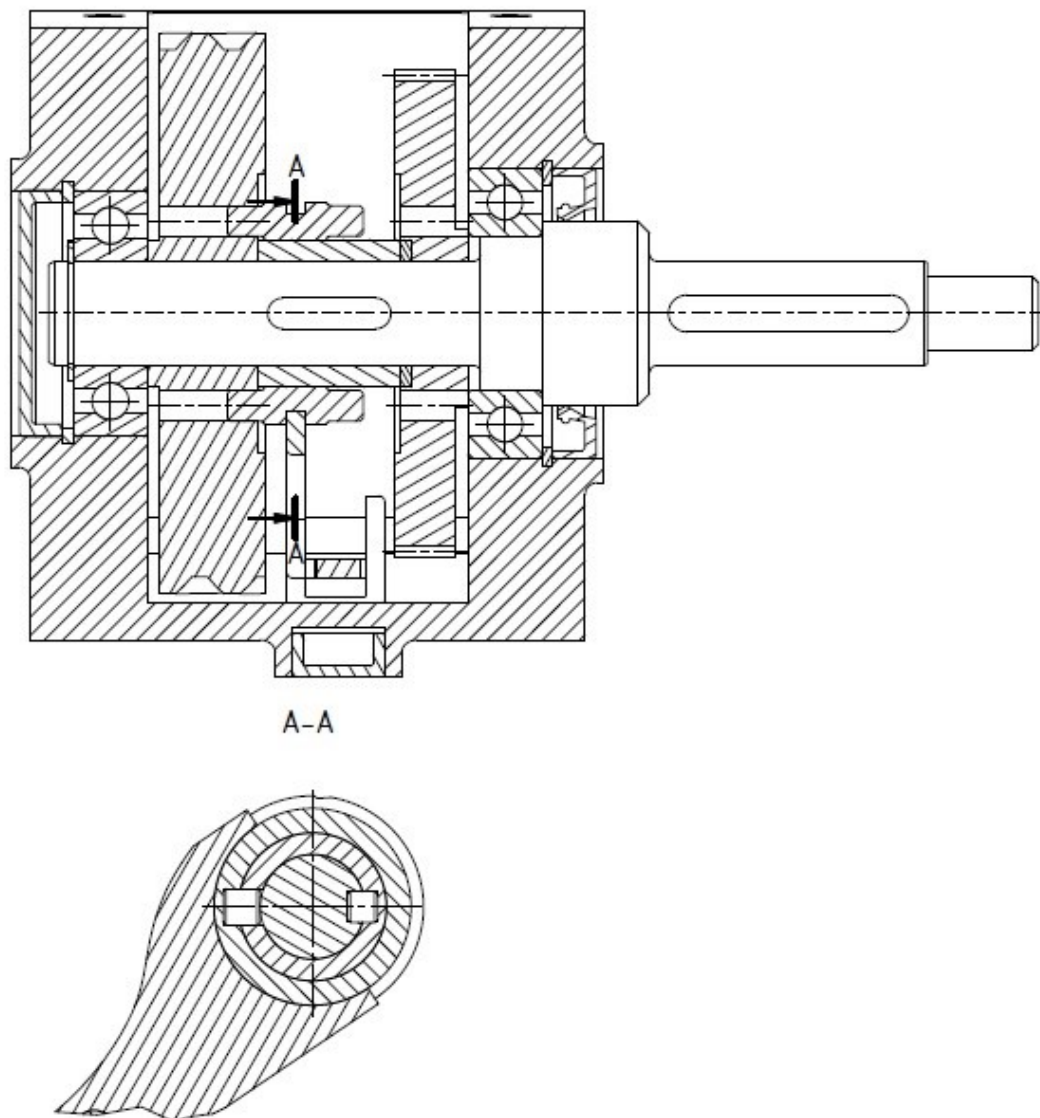
Axiální únosnost rozpěrných kroužků se dá odhadnout pomocí empirických vztahů, přitom se bere v úvahu menší z nich:

$$F_{dh} = \frac{R_m}{330} \cdot d^3 = \frac{150}{330} \cdot 32^3 = 14\,895 \text{ N} \quad (4.66)$$

$$F_{dk} = \frac{A}{r} \cdot d^{1,5} = \frac{5}{0,6} \cdot 32^{1,5} = 1508 \text{ N} \leq RB_{ax} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.67)$$

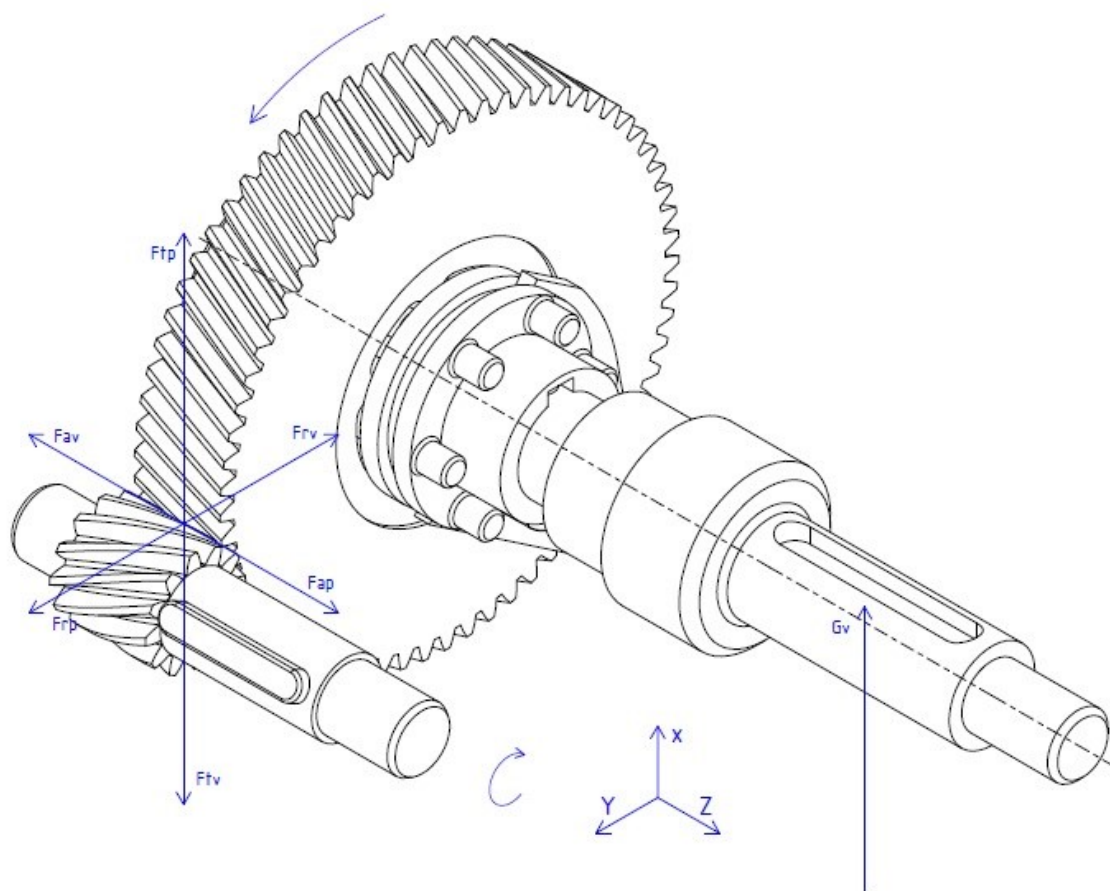
4.4 Výstupní hřídel a její uložení

Výstupní hřídel je uložena ve dvou kuličkových ložiscích (obr. 18). Jsou na ní uloženy kola 1. a 2. převodového stupně a přesouvač řadicího mechanismu.



Obr. 18 Uložení výstupního hřídele

Výstupní hřídel bude taktéž řešena ve dvou rovinách x-z(obr. 20) a y-z(obr. 21), pro zařazený 1. rychlostní stupeň. Silové poměry na celé hřídeli jsou vykresleny na obr. 19.

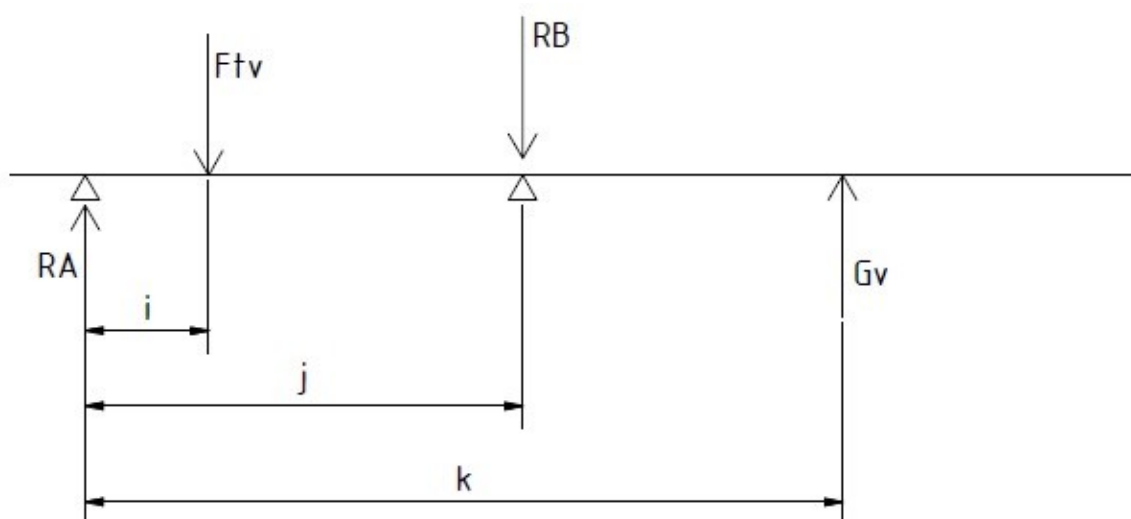


Obr. 19 Silové poměry na výstupním hřídeli

$$m_v = 300 \text{ kg}$$

$$G_v = m_v \cdot g_z \cdot \frac{1}{4} = 300 \cdot 9,81 \cdot \frac{1}{4} = 736 \text{ N} \quad (4.68)$$

Rovina x-z



Obr. 20 Síly v rovině x-z

$$i = 16 \text{ mm}$$

$$j = 64 \text{ mm}$$

$$k = 110 \text{ mm}$$

$$\sum MA = 0$$

$$-F_{tv} \cdot i - RB_{xz} \cdot j + G_v \cdot k = 0$$

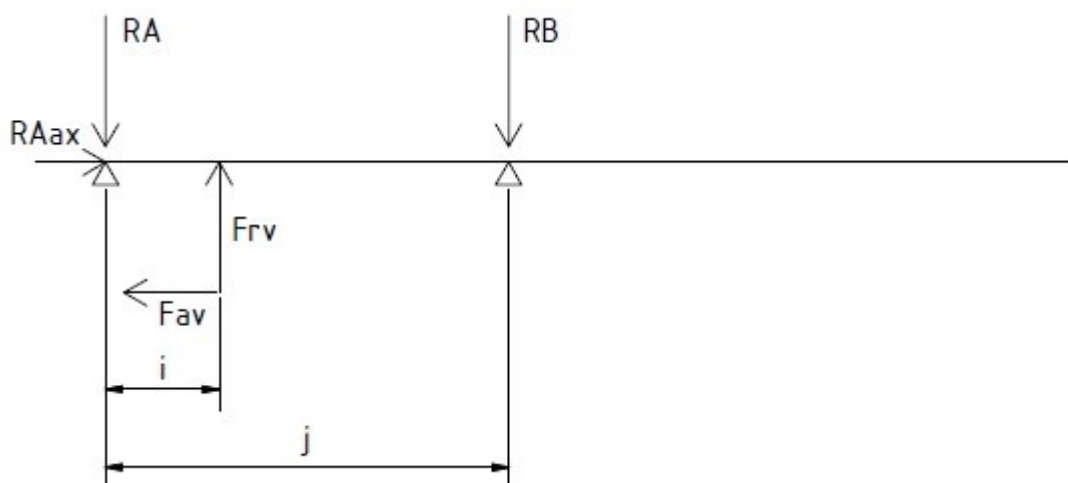
$$RB_{xz} = \frac{-F_{tv} \cdot i + G_v \cdot k}{j} = \frac{-689 \cdot 16 + 736 \cdot 110}{64} = 1093 \text{ N} \quad (4.69)$$

$$\sum MB = 0$$

$$-RA_{xz} \cdot j + F_{tv} \cdot (j - i) + G_v \cdot (k - j) = 0$$

$$RA_{xz} = \frac{F_{tv} \cdot (j - i) + G_v \cdot (k - j)}{j} = \frac{689 \cdot (64 - 16) + 736 \cdot (110 - 64)}{64} = 1046 \text{ N} \quad (4.70)$$

Rovina y-z



Obr. 21 Síly v rovině y-z

$$\sum MA = 0$$

$$F_{rv} \cdot i - F_{av} \cdot \frac{d_w}{2} - RB_{yz} \cdot j = 0$$

$$RB_{yz} = \frac{F_{rv} \cdot i - F_{av} \cdot \frac{d_w}{2}}{j} = \frac{270,5 \cdot 16 - 278,4 \cdot \frac{89,481}{2}}{64} = -127 \text{ N} \quad (4.71)$$

$$\sum MB = 0$$

$$RA_{yz} \cdot j - F_{rv} \cdot (j - i) - F_{av} \cdot \frac{d_w}{2} = 0$$

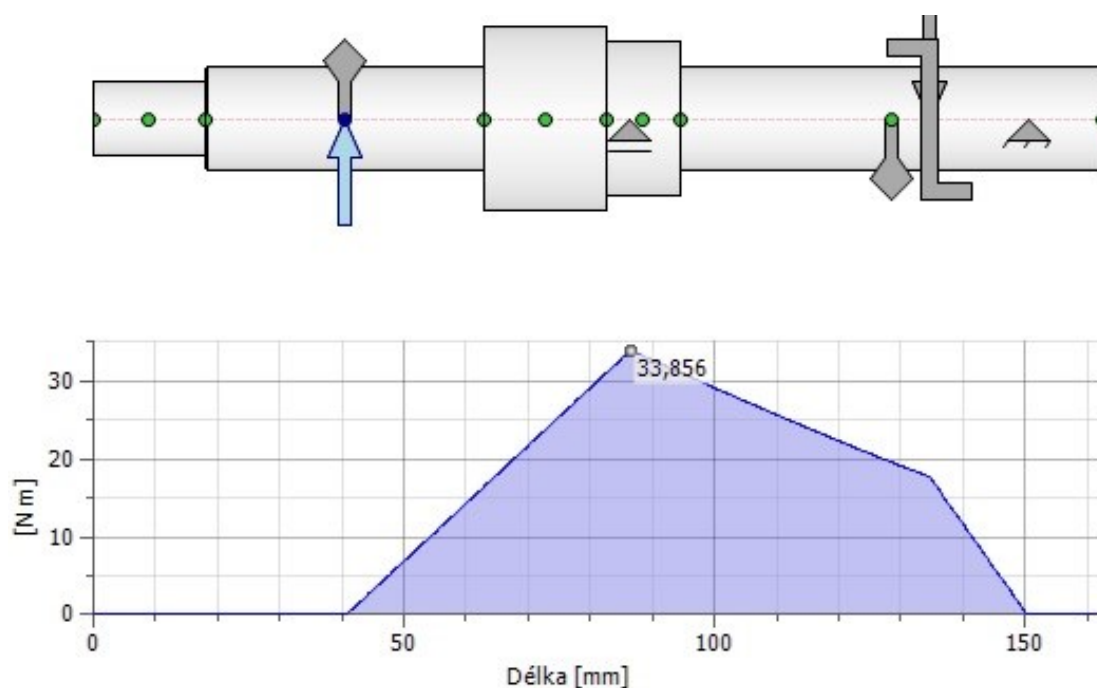
$$RA_{yz} = \frac{F_{rv} \cdot (j - i) + F_{av} \cdot \frac{d_w}{2}}{j} = \frac{270,5 \cdot (64 - 16) + 278,4 \cdot \frac{89,481}{2}}{64} = 398 \text{ N} \quad (4.72)$$

Celkové reakce:

$$RA = \sqrt{RA_{xz}^2 + RA_{yz}^2} = \sqrt{1046^2 + 398^2} = 1119 \text{ N} \quad (4.73)$$

$$RB = \sqrt{RB_{xz}^2 + RB_{yz}^2} = \sqrt{1093^2 + 127^2} = 1100 \text{ N} \quad (4.74)$$

Pevnostní kontrola výstupního hřídele:

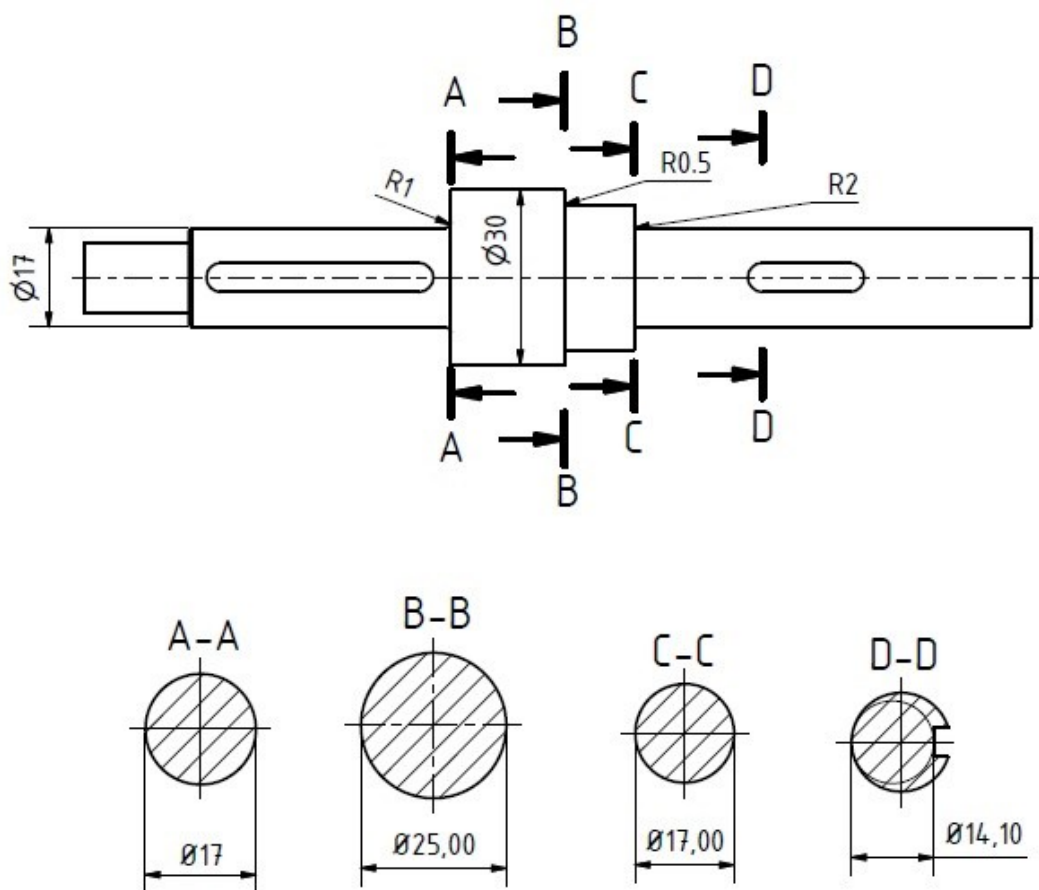


Obr. 22 Ohybový moment výstupního hřídele (AUTODESK INVENTOR [6])

Výpočet bude proveden v kritických místech (obr. 23). Hodnoty vrubových součinitelů a součinitelů koncentrace napětí (tab. 7) určeny z grafů ze Strojnických tabulek [3] a webového programu EFATIGUE [7]. Minimální přípustná dynamická bezpečnost 1,5. Průběh ohybového momentu byl řešen pomocí programu AUTODESK INVENTOR [6] (obr. 22). Materiál hřídele 15 230.7.

Tab. 7 Kritické průřezy

Průřez	Kritický průměr d_v	Ohybový moment M_o	Vrubový součinitel β	Součinitel koncentrace napětí (ohyb) α_{Mo}	Součinitel koncentrace napětí (krut) α_{Mk}
	[mm]	[Nm]	[–]	[–]	[–]
A-A	17	17	1,4	2,1	1,65
B-B	25	34	1,5	2,5	1,95
C-C	17	34	1,2	1,65	1,33
D-D	14,1	24,3	1,8	3	2



Obr. 23 Kritické průřezy hřídele

Statická kontrola:

A-A

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oAA}}{\frac{\pi \cdot d_{vAA}^3}{32}} \cdot \alpha_\sigma = \frac{17 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 17^3}{32}} \cdot 2,1 = 74 \text{ MPa} \quad (4.75)$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \cdot \alpha_{Mk} = \frac{T_v}{\frac{\pi \cdot d_{vAA}^3}{16}} \cdot \alpha_{Mk} = \frac{31 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 17^3}{16}} \cdot 1,65 = 53 \text{ MPa} \quad (4.76)$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{74^2 + 4 \cdot 53^2} = 130 \text{ MPa} \quad (4.77)$$

Výsledná statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{835}{130} = 6,4 \quad (4.78)$$

B-B

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oBB}}{\frac{\pi \cdot d_{vBB}^3}{32}} \cdot \alpha_\sigma = \frac{34 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} \cdot 2,5 = 55,4 \text{ MPa} \quad (4.79)$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \cdot \alpha_{Mk} = \frac{T_v}{\frac{\pi \cdot d_{vBB}^3}{16}} \cdot \alpha_{Mk} = \frac{31 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 25^3}{16}} \cdot 1,95 = 19,7 \text{ MPa} \quad (4.80)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{55,4^2 + 4 \cdot 19,7^2} = 68 \text{ MPa} \quad (4.81)$$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{835}{68} = 12,3 \quad (4.82)$$

C-C

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oCC}}{\frac{\pi \cdot d_{vCC}^3}{32}} \cdot \alpha_\sigma = \frac{34 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 17^3}{32}} \cdot 1,65 = 116,3 \text{ MPa} \quad (4.83)$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \cdot \alpha_{Mk} = \frac{T_v}{\frac{\pi \cdot d_{vCC}^3}{16}} \cdot \alpha_{Mk} = \frac{31 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 17^3}{16}} \cdot 1,33 = 43 \text{ MPa} \quad (4.84)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{116,3^2 + 4 \cdot 43^2} = 145 \text{ MPa} \quad (4.85)$$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{835}{145} = 5,76 \quad (4.86)$$

D-D

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oDD}}{\frac{\pi \cdot d_{vDD}^3}{32}} \cdot \alpha_\sigma = \frac{25 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 14,1^3}{32}} \cdot 3 = 273 \text{ MPa} \quad (4.87)$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} \cdot \alpha_{Mk} = \frac{T_v}{\frac{\pi \cdot d_{vDD}^3}{16}} \cdot \alpha_{Mk} = \frac{31 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 14,1^3}{16}} \cdot 2 = 112,64 \text{ MPa} \quad (4.88)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{273^2 + 4 \cdot 112,64^2} = 354 \text{ MPa} \quad (4.89)$$

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{RED}} = \frac{835}{354} = 2,36 \quad (4.90)$$

Dynamická kontrola

$$\text{Mez únavy} - \sigma_C \cong 0,44 \cdot R_m = 0,44 \cdot 980 = 431 \text{ MPa} - \text{pro hladký vzorek} \quad (4.91)$$

A-A

Mez únavy:

$$\sigma_C^* = \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} \cdot \sigma_C = \frac{0,84 \cdot 0,79}{1,4} \cdot 431 = 204,3 \text{ MPa} \quad (4.92)$$

ε_v - součinitel velikosti, dle literatury [3] zvoleno $\varepsilon_v = 0,84$

η_p - součinitel kvality povrchu, dle literatury [3] zvoleno $\eta_p = 0,79$

β – vrubový součinitel (dynamický) – $\beta = 1,4$ [3]

Amplituda napětí

$$\sigma_a = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oAA}}{\frac{\pi \cdot d_{vAA}^3}{32}} = \frac{17 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 17^3}{32}} = 35,3 \text{ MPa} \quad (4.93)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_d = \frac{\sigma_C^*}{\sigma_a} = \frac{204,3}{35,3} = 5,78 \quad (4.94)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{s\tau} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{AA}} = \frac{0,577 \cdot 835}{53} = 9,1 \quad (4.95)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_v = \frac{k_d \cdot k_{s\tau}}{\sqrt{k_d^2 + k_{s\tau}^2}} = \frac{5,78 \cdot 9,1}{\sqrt{5,78^2 + 9,1^2}} = 4,88 \quad (4.96)$$

B-B

Mez únavy:

$$\sigma_C^* = \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} \cdot \sigma_C = \frac{0,79 \cdot 0,79}{1,5} \cdot 431 = 179,3 \text{ MPa} \quad (4.97)$$

ε_v - součinitel velikosti, dle literatury [3] zvoleno $\varepsilon_v = 0,79$

η_p - součinitel kvality povrchu, dle literatury zvoleno [3] $\eta_p = 0,79$

β – vrubový součinitel (dynamický) – $\beta = 1,5$ [3]

Amplituda napětí

$$\sigma_a = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oBB}}{\frac{\pi \cdot d_{vBB}^3}{32}} = \frac{34 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 25^3}{32}} = 22,2 \text{ MPa} \quad (4.98)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_d = \frac{\sigma_C^*}{\sigma_a} = \frac{179,3}{22,2} = 8,07 \quad (4.99)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{s\tau} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{BB}} = \frac{0,577 \cdot 835}{19,7} = 24,45 \quad (4.100)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_v = \frac{k_d \cdot k_{s\tau}}{\sqrt{k_d^2 + k_{s\tau}^2}} = \frac{8,07 \cdot 24,45}{\sqrt{8,07^2 + 24,45^2}} = 7,66 \quad (4.101)$$

C-C

Mez únavy:

$$\sigma_C^* = \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} \cdot \sigma_C = \frac{0,84 \cdot 0,79}{1,2} \cdot 431 = 238,3 \text{ MPa} \quad (4.102)$$

ε_v - součinitel velikosti, dle literatury zvoleno $\varepsilon_v = 0,84$

η_p - součinitel kvality povrchu, dle literatury zvoleno $\eta_p = 0,79$

β – vrubový součinitel (dynamický) – $\beta = 1,2$

Amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oCC}}{\frac{\pi \cdot d_{vCC}^3}{32}} = \frac{34 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 17^3}{32}} = 70,5 \text{ MPa} \quad (4.103)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_d = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_a} = \frac{238,3}{70,5} = 3,38 \quad (4.104)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{s\tau} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{CC}} = \frac{0,577 \cdot 835}{43} = 11,2 \quad (4.105)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_v = \frac{k_d \cdot k_{s\tau}}{\sqrt{k_d^2 + k_{s\tau}^2}} = \frac{3,38 \cdot 11,2}{\sqrt{3,38^2 + 11,2^2}} = 3,23 \quad (4.106)$$

D-D

Mez únavy:

$$\sigma_c^* = \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} \cdot \sigma_c = \frac{0,84 \cdot 0,79}{1,8} \cdot 431 = 158,9 \text{ MPa} \quad (4.107)$$

ε_v - součinitel velikosti, dle literatury [3] zvoleno $\varepsilon_v = 0,84$

η_p - součinitel kvality povrchu, dle literatury [3] zvoleno $\eta_p = 0,89$

β – vrubový součinitel (dynamický) – $\beta = 1,8$ [3]

Amplituda napětí

$$\sigma_{aDD} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{oDD}}{\frac{\pi \cdot d_{vDD}^3}{32}} = \frac{24,3 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 17^3}{32}} = 50,4 \text{ MPa} \quad (4.108)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu:

$$k_d = \frac{\sigma_c^*}{\sigma_a} = \frac{158,9}{50,4} = 3,15 \quad (4.109)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{s\tau} = \frac{0,577 \cdot Re}{\tau_{DD}} = \frac{0,577 \cdot 835}{112,64} = 4,27 \quad (4.110)$$

Výsledná dynamická bezpečnost:

$$k_v = \frac{k_d \cdot k_{s\tau}}{\sqrt{k_d^2 + k_{s\tau}^2}} = \frac{3,15 \cdot 4,27}{\sqrt{3,15^2 + 4,27^2}} = 2,5 \quad (4.111)$$

Trvanlivost ložisek

Výpočet bude proveden pro ložisko v podpoře A. Ložisko v podpoře A má menší rozměry z důvodu montáže hřídele. Základní údaje ložiska v podpoře A jsou uvedeny v tab. 8.

Výpočet ložiska v podpoře A:

Tab. 8 Údaje pro zvolené ložisko v podpoře A z katalogu SKF [11]

Označení	Dynamická únosnost C	Statická únosnost C_0	Mezní únavové zatížení P_u	Výpočtový součinitel k_r	Výpočtový součinitel f_0
	[kN]	[kN]	[kN]	[–]	[–]
6203	9,95	4.75	0,2	0,025	13

$$RA = 1119 \text{ N}$$

$$RAax = F_{av} = 278,4 \text{ N}$$

Poměr:

$$m = f_0 \cdot \frac{RAax}{C_0} = 13 \cdot \frac{278,4}{4750} = 0,76 \quad (4.112)$$

Výpočet hodnoty e pro ložiska s normální vůlí pomocí lineární interpolace:

$$e = e_0 + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} = 0,26 + (0,76 - 0,689) \cdot \frac{0,28 - 0,26}{1,03 - 0,689}$$

$$= 0,264 \quad (4.113)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{RA_{ax}}{RA} = \frac{278,4}{1119} = 0,248 \leq e \quad (4.114)$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení:

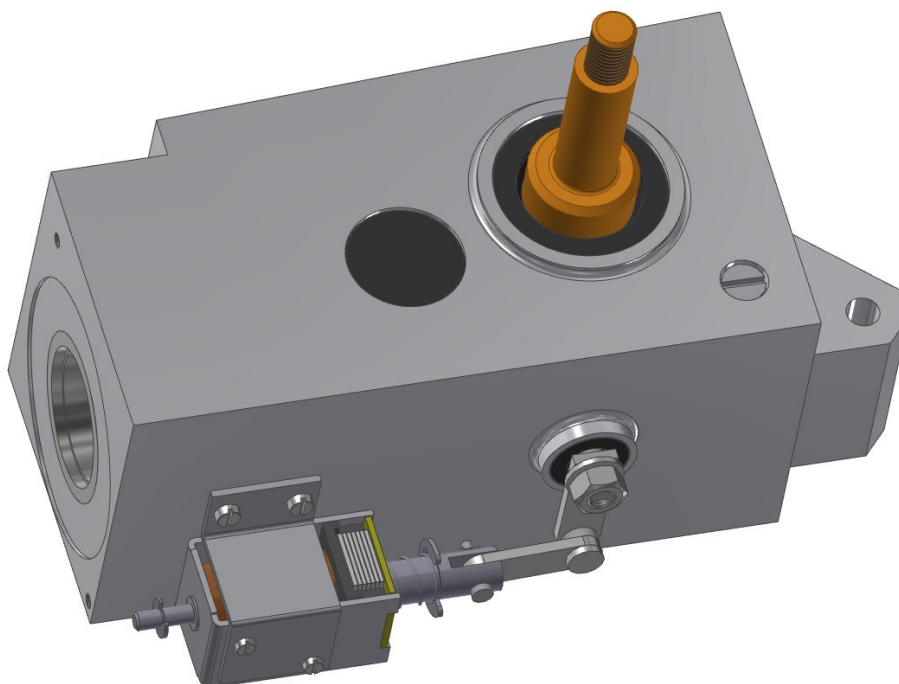
$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 1119 + 0 \cdot 278,4 = 1119 \text{ N} \quad (4.115)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 = \left(\frac{9950}{1119} \right)^3 = 703,038 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (4.116)$$

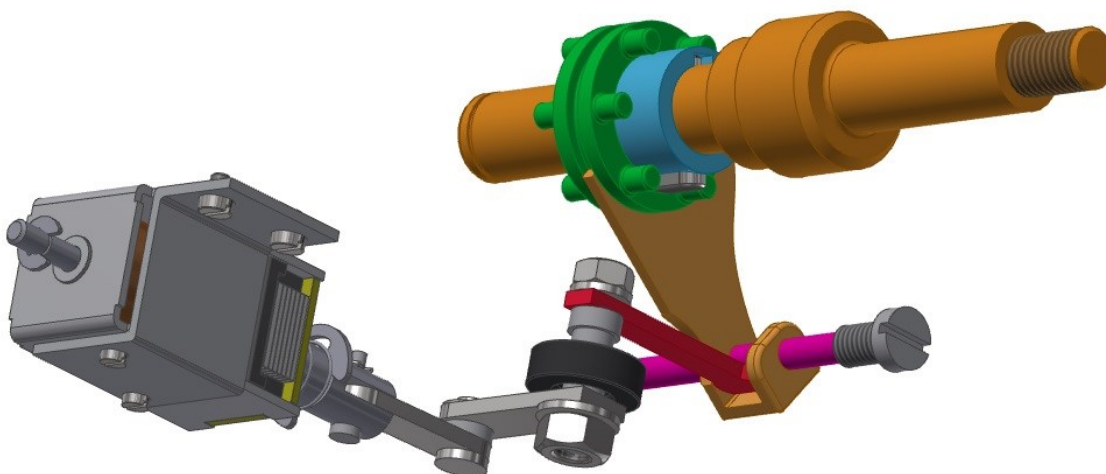
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 78} \cdot 703,038 = 150\,221 \text{ h} \quad (4.117)$$

4.5 Řadící mechanismus

Řazení jednotlivých převodových stupňů je řešeno pomocí bistabilního solenoidu přes jednoduchý pákový mechanismus. Ten posouvá vidličkou, která přesouvá přesouvačem s kolíky. Kolíky zapadají do ozubených kol. Ozubené kola na výstupním hřídeli jsou volně uložena a při nezařazeném stupni se volně protáčí. Přes pero je s hřídelí spojený přesouvač. Přesouvač je tedy trvale spojen s hřídelí a otáčí se spolu s ní. Řadící mechanismus je zobrazen na obr. 24 a 25.



Obr. 24 Bistabilní solenoid



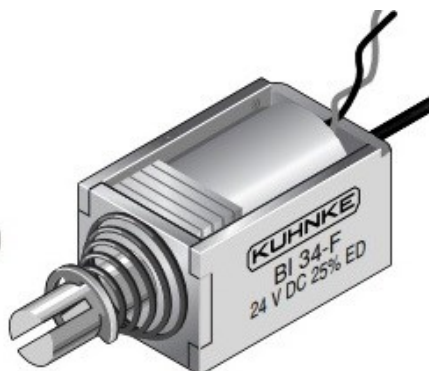
Obr. 25 Řadící mechanismus

Bistabilní solenoid

Byl zvolen bistabilní solenoid BI 34 od firmy Kuhnke (obr. 26). Tento solenoid má dvě polohy, přívodem elektrické energie se kotva dostane do jedné nebo druhé polohy. Je tedy ovládán napěťovými impulzy, v koncových polohách je kotva přidržována permanentními magnety.

Gewicht:
Magnet: 220 g
Anker: 58 g
Standard:
Spannung: 24 V DC
Litze: 10 cm
Thermische
Klasse: B ($T_{\text{grenz}} = 130\text{ °C}$)

Isolationskoordination nach
DIN EN 60664-1: 1,5 kV/3
Prüfspannung: 800 V (eff)



Weight:
Complete solenoid: 220 g
Armature: 58 g
Standard:
Voltage: 24 V DC
Flying leads: 10 cm
Thermal stability: B (max. permissible temperature = 130 °C)

Insulation coordination according to
DIN EN 60664-1: 1.5 kV/3
Test voltage: 800 V (eff)

Zul. rel. Einschaltdauer (ED)	%	25	%	Perm. duty cycle (ED)
Nennaufnahme P_N	W	38	W	Nominal coil power P_N

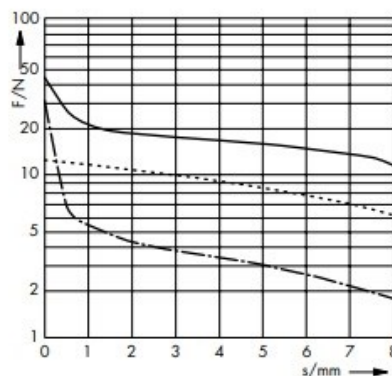
Kraft-Weg-Diagramm $F = f(s)$

..... Federkraft
- - - - - Permanentkraft

Kraft bei waagerechter Bewegungsrichtung und bei 90 % Nennspannung und betriebswarmer Wicklung

Hub $s = 0$ entspricht dem angezogenen, bestromten Zustand

Kraft-Wege-Kennlinien sind ohne Feder gemessen



Force vs. Stroke diagramm $F = f(s)$

..... spring force
- - - - - permanent force

Force measured when operating in horizontal position, at 90 % rated voltage and with winding at operating temperature

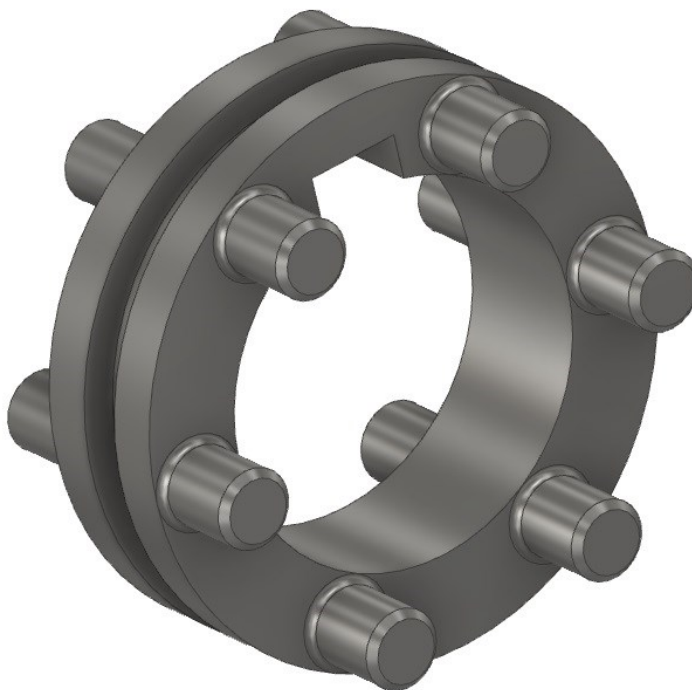
stroke $s = 0$ corresponds to armature in fully home position

Force vs. stroke characteristics measured without return spring

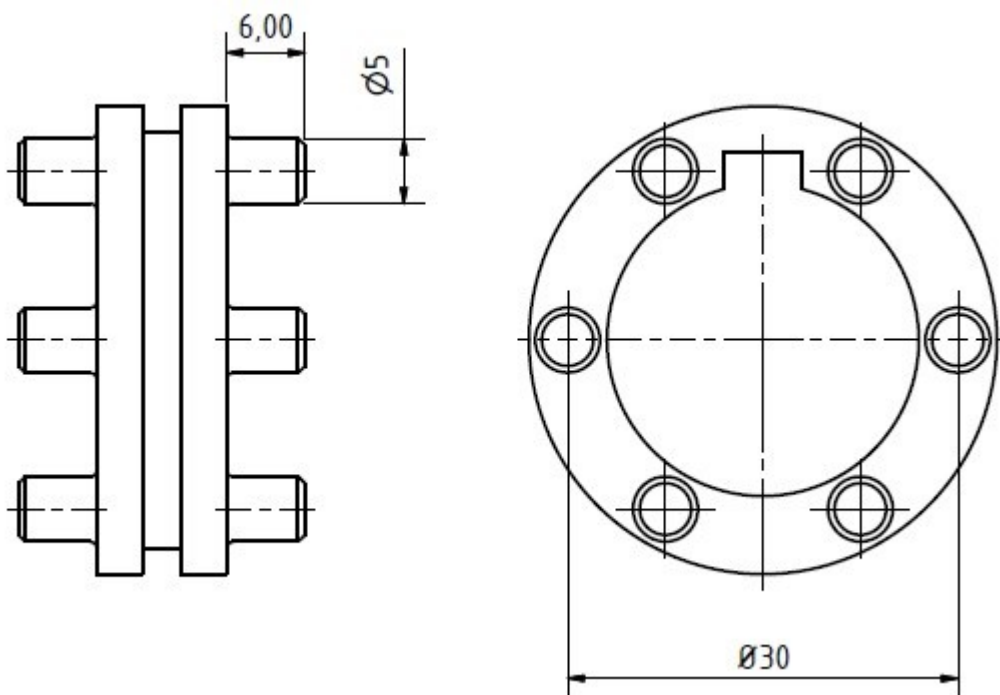
Obr. 26 Bistabilní solenoid BI 34

Pevnostní kontrola přesouvače

Bude provedena pevnostní kontrola pro zařazený 1. rychlostní stupeň. Kolíky jsou namáhány na ohyb, na tlak a na smyk. Přesouvač je vykreslen na obr. 27, jeho základní rozměry pak na obr. 28.



Obr. 27 Přesouvač



Obr. 28 Rozměry přesouvače

Průměr kolíku - $d_k = 5 \text{ mm}$
 Rozteč kolíků - $d_r = 30 \text{ mm}$
 Délka (funkční) - $l_k = 4,5 \text{ mm}$
 Počet kolíků - $i_k = 6$
 Krouticí moment $T_v = 31 \text{ Nm}$
 Materiál 11 600, $R_e = 295 \text{ MPa}$ [3]

Střední obvodová síla působící na jeden kolík:

$$F_k = \frac{T_v}{\frac{d_r}{2}} \cdot \frac{1}{i_k} = \frac{2 \cdot 31 \cdot 1000}{30} \cdot \frac{1}{6} = 345 \text{ N} \quad (4.118)$$

Kontrola na otláčení:

Materiál je stejný jako u běžných normalizovaných per, bude tedy brán dovolený tlak stejný, jako doporučená hodnota dovoleného tlaku u pera- $p_d = 150 \text{ MPa}$.

$$p = \frac{F_k}{d \cdot l} = \frac{345}{5 \cdot 4,5} = 15,3 \text{ MPa} < p_d \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.119)$$

Kontrola na smyk:

$$\tau_d = 80 \text{ MPa} [3]$$

$$\tau_k = \frac{F_k}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{345}{\frac{\pi \cdot 5^2}{4}} = 17,6 \text{ MPa} < \tau_d \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.120)$$

Kontrola na ohyb:

$$\sigma_d = 100 \text{ MPa} [3]$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_k \cdot \frac{l}{2}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{345 \cdot \frac{6}{2}}{\frac{\pi \cdot 6^3}{32}} = 49 \text{ MPa} < \sigma_d \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.121)$$

Kontrola pera

Přesouvač je s hřídelí spojen pomocí pera 6e7x6x22 ČSN 02 2562

Funkční délka $l_p = 7,5 \text{ mm}$

$b_p = 6 \text{ mm}$

$p_D = 150 \text{ MPa}$ [3]

$t_1 = 2,1 \text{ mm}$

Síla F_1 je síla působící na drážku t_1 :

$$F_1 = \frac{1000 \cdot T_{př}}{\frac{d_v}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 \cdot 31}{\frac{24}{2} + \frac{2,5}{2}} = 2340 \text{ N} \quad (4.122)$$

$$p = \frac{F_1}{l_p \cdot t_1} = \frac{2340}{7,5 \cdot 2,5} = 125 \text{ MPa} \leq p_D \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.123)$$

5. Účinnost převodovky

Při výpočtu účinnosti bude zohledněna účinnost ložisek a ozubených převodů. Hodnoty jsou orientační. Převodovka bude mazána převodovým olejem.

Účinnosti

Kuželový převod - $\eta_{kp} = 0,96$

Ložiska pastorku kuželového převodu - $\eta_{lkp} = 0,99$

Převod 1. př. stupně - $\eta_{p1s} = 0,97$

Ložiska předloňové hřídele - $\eta_{lph} = 0,99$

Ložiska výstupní hřídele - $\eta_{lvh} = 0,99$

Celková účinnost:

$$\eta = \eta_{kp} \cdot \eta_{lkp} \cdot \eta_{p1s} \cdot \eta_{lph} \cdot \eta_{lvh} = 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,903 \quad (5.1)$$

$$\eta = 90,3 \%$$

6. Shrnutí a závěr

Výsledkem diplomové práce je navržená dvoustupňová řaditelná převodovka invalidního vozíku. Ze stávajícího řešení (jednostupňové převodovky) byly převzaty rozměry skříně a přípojovací rozměry. Pevnostně byly zkontrolovány hlavní a kriticky namáhané součásti. Veškeré požadavky ze zadání byly splněny.

Výhody

- Poměrně vysoká účinnost
- Jednoduchá obsluha řazení

Nevýhody

- Vyšší výrobní náklady (kuželový převod)

Poděkování

Děkuji svému vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a připomínky při zpracování.

7. Seznam použité literatury

Skripta a knihy:

- [1] HAVLÍK, Jiří. *Konstrukce strojních částí tekutinových systémů*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-548-1636-4.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Skriptum VŠB-TU Ostrava. Ostrava, 2014. ISBN 978-80-248-1290-8
- [3] LEINVEBER, J. - VÁVRA, P. *Strojnické tabulky. Páté upravené vydání*. Albra, Úvaly, 2011. 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4

Software:

- [4] NĚMČEK, Miloš. ČSNw. Verze 3.0 Ostrava, VŠB-TUO, 2011
- [5] NĚMČEK, Miloš. Geometrie. Verze 4.2 Ostrava, VŠB-TUO, 2017
- [6] Inventor [zkušební verze programu]. Professional 2018, © 2018 Autodesk, Inc.

Internetové odkazy:

- [7] eFatigue - Fatigue Analysis on the Web. eFatigue - Fatigue Analysis on the Web [online]. Copyright © 2008 [cit. 02. 05. 2018]. Dostupné z: <https://www.efatigue.com>
- [8] Podpora rozvoje hybnosti osob s tělesným postižením | Pedagogická fakulta Masarykovy univerzity. Veřejné služby Informačního systému [online]. Copyright © 2014 Masarykova univerzita [cit. 02. 05. 2018]. Dostupné z: <https://is.muni.cz/do/rect/el/estud/pedf/ps14/hybnost/web/index.html>
- [9] Historie prostředků pro osobní mobilitu - Stannah. Stannah - Konzultanti společnosti Stannah [online]. Copyright © Stannah Stairlifts Inc. 2017. All rights reserved. [cit. 02. 05. 2018]. Dostupné z: <https://stannah.cz/novinky/historie-prostredku-pro-osobni-mobilitu/>

- [10] Invalidní vozíky a zdravotnické pomůcky | Meyra ČR. Invalidní vozíky a zdravotnické pomůcky | Meyra ČR [online]. Copyright © 2015 [cit. 02.05.2018]. Dostupné z: <https://www.meyra.cz>
- [11] SKF CZ, a.s.. [online]. Copyright © Autorská práva [cit. 02. 05. 2018]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/index.html>
- [12] Bistable Solenoid BI 34 . Produktfinder Steuerungstechnik, Pneumatik, Magnete [online]. Dostupné z: http://productfinder.kuhnke.kendrion.com/en/bistable-solenoids/Bistable-Solenoid-BI-34_BI-34-F-24V-DC-25-ED/

8. Seznam příloh

Příloha A: Geometrie a pevnostní kontrola kuželového soukolí

Příloha B: Geometrie a pevnostní kontrola čelního soukolí 1. převodového stupně

Příloha C: Geometrie a pevnostní kontrola čelního soukolí 2. převodového stupně

Výkres sestavy převodovky DP-ŘPIV-S

Výkres výstupního hřídele DP-ŘPIV-VH

CD obsahující kompletní diplomovou práci v elektronické podobě včetně příloh a výkresů.